Eignung von Vorwärmern und Kühlern im Kraft- und Wärmebetrieb

Mit 73 Abbildungen und 3 Zahlentafeln, sowie Sachwortverzeichnis



VDI-VERLAG GMBH · BERLIN NW 7

Eignung
von Vorwärmern und Kühlern
im Kraft- und Wärmebetrieb

Herausgegeben von der
Arbeitsgemeinschaft Deutscher Kraft- und Wärmeingenieure
(ADK) des VDI

1 9 3 8

VDI-VERLAG GMBH · BERLIN

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung, vorbehalten
Copyright 1938 by VDI-Verlag G. m. b. H. / Berlin NW 7
Druck: Triasdruck G. m. b. H. / Berlin SW 68

Vorwort

Vorwärmer und Kühler werden an zahlreichen Stellen des Kraft- und Wärmebetriebes benötigt. Da diese Anlageteile mit Unrecht vielfach als etwas Nebensächliches angesehen werden, wird nicht immer genügende Sorgfalt bei ihrer Gestaltung und ihrem Einbau aufgewendet. Das vorliegende Heft will hierin Wandel schaffen, indem es dem Praktiker die wichtigsten Unterlagen für Auswahl und Verwendung dieser Apparate vermittelt.

Damit wird zugleich die Reihe der Betriebseignungsarbeiten fortgesetzt, die von der Arbeitsgemeinschaft Deutscher Kraft- und Wärmeingenieure (ADK) des VDI mit dem Buch „Eignung von Speisewasseraufbereitungsanlagen im Dampfkesselbetrieb" begonnen wurde. Der Zweck dieser Arbeiten ist, durch Bekanntgabe der Ergebnisse eines umfassenden praktischen Erfahrungsaustausches Fehler bei der Gestaltung unserer Kraft- und Wärmebetriebe zu vermeiden und dadurch die Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit dieser Anlagen zu steigern.

An den Beiträgen dieses Heftes, die vom Apparate-Ausschuß der ADK-Berlin erarbeitet und teilweise im Organ der ADK, der Zeitschrift „Archiv für Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen" vorveröffentlicht *) wurden, haben neben den genannten Bearbeitern noch weitere Fachgenossen mitgewirkt, Anregungen gegeben und Unterlagen beigesteuert. Ihnen allen, besonders dem Obmann des Apparate-Ausschussus der ADK-Berlin, *Wissel*, sei an dieser Stelle für die wertvolle Mitarbeit gedankt.

Arbeitsgemeinschaft Deutscher
Kraft- und Wärmeingenieure des VDI

---

*) Bd. 18 (1937) S. 103/106 (Heißdampfkühler); S. 159/163 (Dampfbeheizte Oberflächenvorwärmer); Bd. 19 (1938) S. 69/72 (Ölkühler).

Inhalt

Dampfbeheizte Oberflächenvorwärmer

Bearbeiter: Dipl.-Ing. J. Möllmann VDI, Berlin

Anwendungsgebiete, Anforderungen und Gewährleistungen

Oberflächenvorwärmer dienen im Kraftwerksbetrieb

a) zum Niederschlagen des Abdampfes von Hilfspumpen, Dampfstrahlern, des Brüdendampfs von Verdampfern usw.

b) zu dem ausschließlichen Zweck, das Speisewasser mit Ab- oder Entnahmedampf von Turbinen aufzuwärmen (Regenerativ-Verfahren).

Maßgebend für Auslegung und Bauart sind der höchste Betriebsdruck auf der Wasserseite und Druck und Temperatur des Heizdampfes.

Besondere Anforderungen stellen unreine Betriebsmittel, z. B. sauerstoff- und kohlensäurehaltiger Heizdampf (Brüdendampf) oder ungenügend enthärtetes Wasser.

Im allgemeinen wird von Oberflächenvorwärmern gefordert:

Guter Wärmeübergang, Durchflußwiderstand in wirtschaftlichen Grenzen,
Gute Entlüftung, besonders des Dampfraumes,
Gute Reinigungsmöglichkeit der wasserberührten Heizfläche,
Gute Dehnungsmöglichkeit des Heizrohrsystems,
Geräuschfreier Betrieb,
Reichliche Entwässerungs- und Belüftungsmöglichkeit des Dampfraumes für den Fall der Außerbetriebnahme.

Bei Vowärmern für das Regenerativ-Verfahren ist der Temperaturunterschied zwischen Wasseraustritt und Sattdampftemperatur des Heizdampfes aus wirtschaftlichen Gründen möglichst mit etwa 5° zu wählen.

Zu gewährleisten sind spezifische Wärmeleistung (Wärmemenge je Stunde und Grad mittleren Temperaturunterschiedes, log. gerechnet) und Druckverlust des durch den Vorwärmer fließenden Wassers für drei nicht zu weit

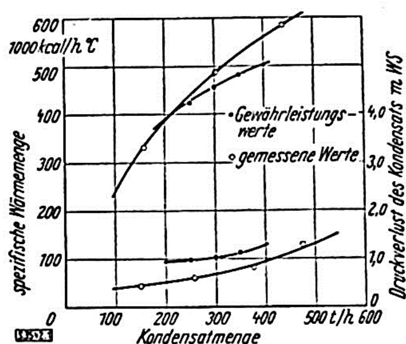


Abb. 1. Gewährleistungen für einen Vorwärmer

Die beiden oberen Linienzüge geben die spezifische Wärmemenge, die unteren den Druckverlust an.

auseinanderliegende Belastungspunkte, aus denen sich durch Interpolation die Werte bei anderen Lasten ermitteln lassen (Abb. 1). Die Gewährleistungspunkte sind so zu wählen, daß bei den Abnahmeversuchen auch tatsächlich Werte in ihrer Nähe gemessen werden können.

Physikalische Grundlagen

Die Heizfläche F von Vorwärmern wird berechnet nach der Gleichung

$$Q = k \cdot \Delta t \cdot F.$$

Q = stündlicher Wärmebedarf [kcal/h], Δt = Temperaturunterschied [°C]; die Wärmedurchgangszahl k [kcal/m² h°] ist gegeben durch

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d}{\lambda}}.$$

α_1 = Wärmeübergangszahl vom Dampf an das Rohr [kcal/m² h°], α_2 = Wärmeübergangszahl vom Rohr an das Wasser [kcal/m² h°], λ = Wärmeleitfähigkeit des Rohres [kcal/m h°], d = Dicke der Rohrwand [m].

Die Wärmeübergangszahl α_1 (Abb. 2) zwischen kondensierendem Dampf und der Rohrwand ist von *Nußelt* abgeleitet worden; sie ist für waagerechte Rohre größer als für senkrechte. Abb. 2 zeigt α_1 für ein Rohr von $D = 0{,}05$ m in waagerechter Lage in Abhängigkeit vom Sättigungsdruck des Heizdampfes und dem Temperaturunterschied Δt zwischen Rohrwand und kondensierendem Dampf. Die Werte gelten auch für Durchmesser zwischen 0,03 und 0,075 m mit einer Genauigkeit von ± 10 % (für $D < 0{,}03$ m ist α_1 größer).

Abb. 3 zeigt Werte für die Wärmeübergangszahl zwischen Rohrwand und Wasser nach *W. Stender*. Werte für die Wärmeleitfähigkeit λ der gebräuchlichsten Baustoffe sind in nachfolgender Zahlentafel zusammengestellt:

Baustoff	Kupfer	Aluminium	Messing	Stahl
λ (kcal/m h°)	260 bis 340	175	74 bis 90	55

Mit diesen Werten ist eine überschlägliche Berechnung der Wärmedurchgangszahl und damit der Heizfläche von Vorwärmern möglich.

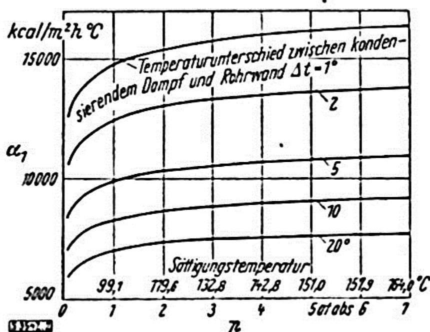


Abb. 2. Wärmeübergangszahl α_1 für kondensierenden Dampf an einem waagerechten Rohr von $D = 0{,}05$ m

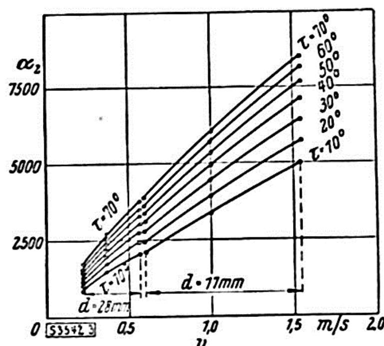


Abb. 3. Der Wärmeübergang α_2 an strömendes Wasser in senkrechten Rohren
Nach *W. Stender* Berlin 1924 (s. Schrifttum); τ ist eine Hilfsgröße und entspricht ungefähr der mittl. Flüssigkeitstemperatur, d bedeutet hier Rohr-Dmr.

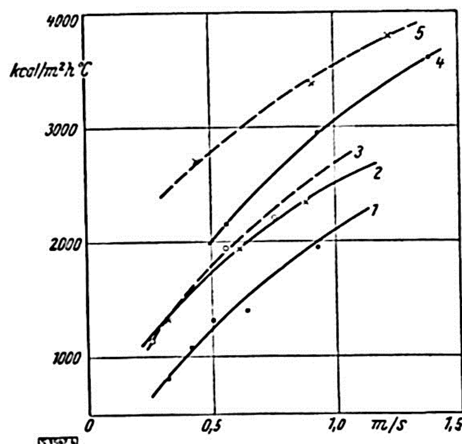


Abb. 4. An verschiedenen Anlagen gemessene Wärmedurchgangszahl
Abmessungen der untersuchten Vorwärmer siehe Zahlentafel 1

Abb. 4 zeigt Wärmedurchgangszahlen für einige ausgeführte Anlagen, deren Ausführungsmaße in Zahlentafel 1 zusammengestellt sind.

Zahlentafel 1. Ausführungsmaße der Vorwärmer nach Abb. 4

Vorwärmer Nr.	Rohrzahl	Rohrdmr. mm	Rohrlänge mm	Heizfläche m²	Vorwärmer-Innendmr. mm	Ausführung	Dampfdruck at abs
1	494	15/17	2624	68,6	850	4-Fluß	0,15 bis 0,23
2	1882	20/23	2220	281,5	1700	6-Fluß	2,4 bis 3,23
3	1882	20/23	2220	281,5	1700	6-Fluß	2,85 bis 3,35
4 u. 5	1016	19/22	2220	143	1300	4-Fluß	6,0

Bauarten

Grundsätzlich können Vorwärmer dampf- und wasserseitig in allen Druckbereichen betrieben werden. Die liegende Bauart wird bevorzugt, weil bei dieser die Wärmeübergangszahlen zwischen Rohrwand und kondensierendem Dampf günstiger sind als bei stehender Bauart. Man unterscheidet nach der Art der Wasserführung Ein- und Mehrflußvorwärmer, außerdem unterscheidet man noch nach der Ausbildung der Rohrsysteme

a) Gradrohr-Vorwärmer,
b) Bogenrohr-Vorwärmer,
c) U-Rohr-Vorwärmer,
d) Spiralflächen-Vorwärmer,
e) Großraum-Vorwärmer.

Der Gradrohr-Vorwärmer ist die gebräuchlichste Bauart. Der Wärmeausdehnung der Rohre wird Rechnung getragen meistens durch beweglichen hinteren Rohrboden mit Umkehrkammer (Abb. 5), seltener durch

Abb. 5 bis 8. Gradrohr-Vorwärmer

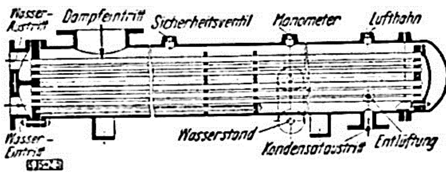


Abb. 5. Beweglicher hinterer Rohrboden und Umkehrkammer

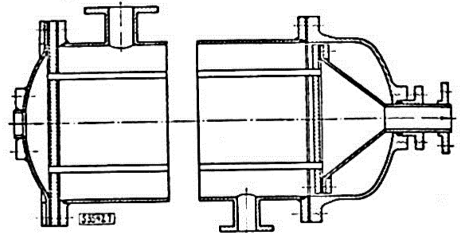


Abb. 7. Stopfbuchsartige Ausführung des Wasseraustritts

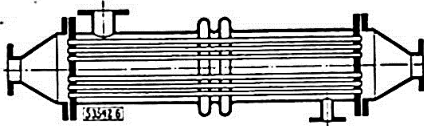
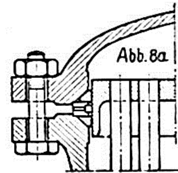
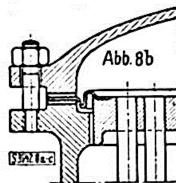


Abb. 6. Kompensationswellen im Gehäusemantel





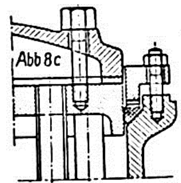


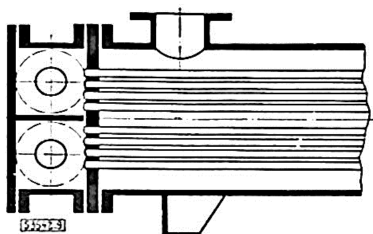
Abb. 8 a und b. Beweglicher hinterer Rohrboden ohne Umkehrkammer. Abdichtung des Dampfraumes gegen den Wasserraum durch Weichpackung und gewelltes Blech

Abb. 8 c. Beweglicher hinterer Rohrboden ohne hinteren Deckel. Abdichtung des Dampfraumes nach außen durch Stopfbuchse mit Weichpackung

eine oder mehrere Kompensationswellen im zylindrischen Gehäusemantel (Abb. 6) oder durch stopfbuchsartige Ausführung des Wasseraustritts bei Einflußvorwärmern (Abb. 7). Wenn bei Vorwärmern nach Abb. 5 zwischen Dampf und Wasser kein großer Druckunterschied herrscht und der Dampf nicht in das Wasser übertreten darf, kann dieses zur Ersparnis der Umkehrkammer oder des hinteren Deckels auch durch Ausführungen nach Abb. 8 a, b und c erreicht werden. Vorwärmer mit stark Schmutz absetzendem Betriebswasser erhalten statt der einfachen Vorlage häufig eine Kammer, wie sie bei Kondensatoren üblich ist (Abb. 9). Man kann die Rohre zwecks Reinigung durchstoßen, ohne eine Rohrleitung abzuschrauben.

Der Bogenrohr-Vorwärmer wird ausgeführt mit parallel zueinander liegenden Rohrböden (Abb. 10) oder mit senkrecht zu den Rohren stehenden Böden und einem der Rohrform angepaßten Gehäuse (Abb. 11). Diese Bauarten sind wenig gebräuchlich.

Der U-Rohr-Vorwärmer (Abb. 12) kann, da er ein außerordentlich elastisches Rohrsystem hat, als Hochdruckvorwärmer bei besonders hohem Wasserdruck und hohen Temperaturen angewandt werden (Abb. 13). Die Bauart ist billig und häufig gebräuchlich, erfordert aber gute Wasserverhältnisse, da die Rohre schwer zu reinigen sind.



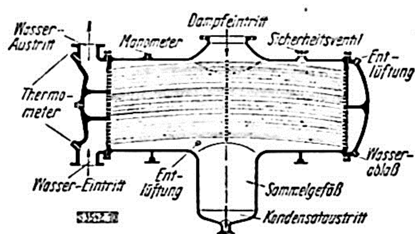
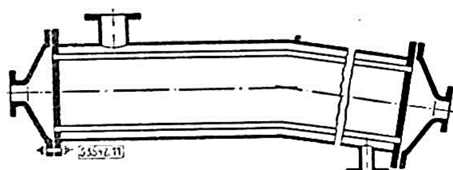


Abb. 9. Vorwärmer mit großer Wasser-eintrittskammer
Deckel abnehmbar ohne Abschrauben der Rohrleitungen

Abb. 10. Bogenrohr-Vorwärmer mit parallel zueinander liegenden Rohrböden



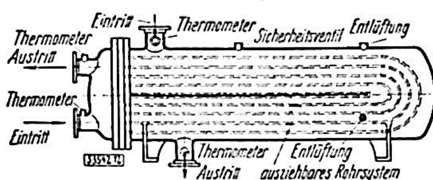


Abb. 11. Bogenrohr-Vorwärmer mit senkrecht zu den Rohren stehenden Rohrböden

Abb. 12. U-Rohr-Vorwärmer

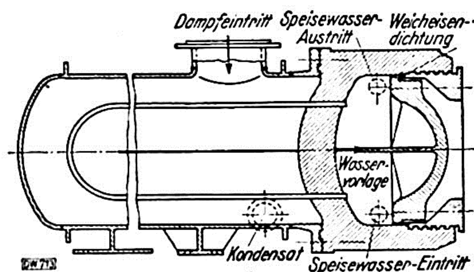


Abb. 13. Höchstdruckvorwärmer
mit U-Rohranordnung (Wasserdruck 140 at)

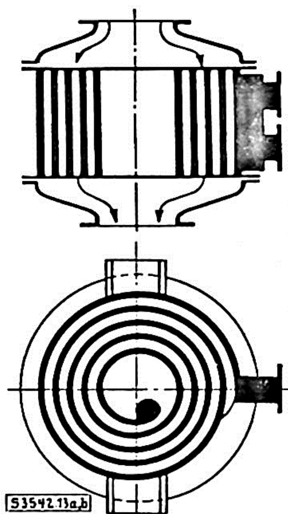


Abb. 14 a und b. Spiralflächen-Vorwärmer

Der S p i r a l f l ä c h e n - V o r w ä r m e r (Abb. 14) ist eine Sonderbauart für niedrige Betriebsdrücke, z. B. Vakuumdampf.

Der G r o ß r a u m - V o r w ä r m e r besteht aus einem Behälter mit Glatt- oder Wellrohren, die meist innen beheizt sind. Sein Hauptanwendungsgebiet liegt wegen seiner großen Speicherwirkung in der Nahrungsmittelindustrie.

Baustoffe

Die gebräuchlichsten Baustoffe gehen aus folgender Zusammenstellung hervor.

M ä n t e l. Normal: Flußstahl geschweißt. Seltener Gußeisen, und zwar zum Vermeiden von Korrosionen, bei lufthaltigem Heizdampf, bei Vorwärmern, die häufiger außer Betrieb genommen werden usw.

R o h r b ö d e n. Normal: Flußstahl. Bronze, Kupfer oder Muntzmetall bei Korrosionsgefahr. Der Werkstoff der Böden soll härter sein als der der Rohre.

R o h r e. Normal: Stahlrohre, zulässige Betriebstemperaturen bis 450°, gute Entgasung erforderlich. Sonst Messing-, Aluminiummessing-, Kupfer- und Kupfernickelrohre. Gebräuchlichste Messinglegierung Ms 63. Korrosionsbeständigkeit, solange es sich nur um die Einwirkung von Luft und Kohlensäure handelt, praktisch völlig ausreichend. Bei Wasser mit metallangreifenden Eigenschaften, auch bei solchen, das aus Rauchgasen schweflige Säure aufgenommen hat, die Legierung 70/29/1. Bei stark salzhaltigem Wasser Aluminiummessing 76/22/2, jedoch nicht geeignet für sodahaltiges oder chloridreiches Wasser. Kupferrohre gefährdet, wenn in großen Mengen CO_2 oder Eisen in dreiwertiger Form oder Chloride vorhanden. Höchstzulässige Betriebstemperatur für Rohre aus zinkhaltigen Legierungen (Messing) und Kupfer 250°. Für höhere Temperaturen Kupfernickel-Legierung 98/2, 80/20 und 70/30.

E i n b a u t e n, V o r l a g e n, K a m m e r n. Normal: Flußstahl, Gußeisen, Gußstahl. Bei Korrosionsgefahr Bronze, Kupfer und Muntzmetall.

Ausführung

Im allgemeinen sind die Rohre einzuwalzen, bei kleineren Rohren genügt Eindornen. Die Wandstärke soll bei Rohren über 20 mm l. Dmr. mindestens 1,5 mm betragen. Es ist zu empfehlen, die Rohrenden, soweit es zulässig ist, vor dem Einwalzen auszuglühen (Werkstoff beachten!) und mit guter Einpassung zu walzen. Die Rohrwandeinwälzränder sind zu entgraten und etwas abzurunden. Beim Einwalzen der Rohre, besonders von Stahlrohren, empfiehlt es sich, Walzrillen vorzusehen. Die Rohrenden sollen mit Rücksicht auf den Durchflußwiderstand nicht zu weit aus der Rohrwand vorstehen.

Die Heizrohrbündel müssen leicht zugänglich, leicht zu reinigen und möglichst ausfahrbar sein. Bei ausziehbaren Bündeln mit hinterem Boden ist genügend Spiel zwischen Bodenflansch und Behältermantel vorzusehen, weil sonst bei geringen Verwerfungen des Bündels das Herausziehen behindert wird. Für das Herausziehen sind unten am Boden Gleitstücke aus weichem Werkstoff (z. B. Bronze) oder Rollen vorzusehen (Abb. 15). Lange Rohre sind durch Stützbleche und Rollen abzustützen. Die Rollen sollen in einem nichtrostenden Werkstoff gelagert sein. Zum Abnehmen der Deckel und

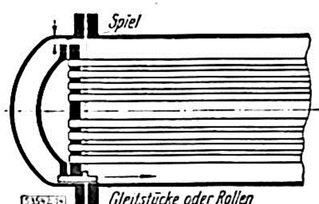


Abb. 15. Hinterer Rohrboden mit Gleitstücken oder Rollen
Genügendes Spiel zwischen Boden und Gehäusemantel

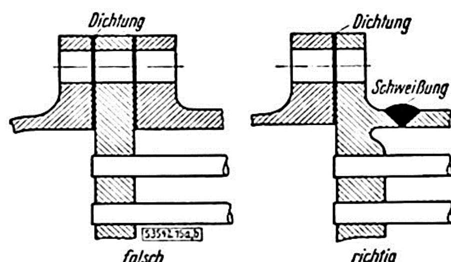


Abb. 16a und b. Falsche und richtige Verbindung von Rohrböden und Gehäusemantel bei beiderseits fest eingewalzten Rohren

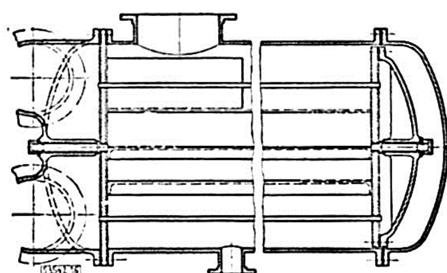


Abb. 17. Zusätzliche Bolzen zum festen Anziehen der Trennwände gegen die Rohrböden

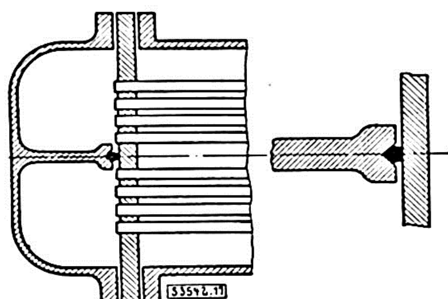


Abb. 18. Abdichten der Trennwände mit Runddichtungen

Ausfahren der Rohrbündel sind Abdrückschrauben und Ösen vorzusehen. Die Vorwärmer sind so auszubilden, daß zum Reinigen und Ausfahren der Rohrbündel möglichst wenig Schrauben zu lösen sind. Um ein Festrosten der im Innern liegenden Schrauben zu vermeiden, werden sie zweckmäßig mit Kapselmuttern versehen.

Bei beiderseits festeingewalzten Rohren ist zu beachten, daß der Dampf- oder Kondensatraum nicht mehr zugänglich ist. Daher ist eine genügende Zahl von Hand- oder Mannlöchern vorzusehen. Der Mantel ist zweckmäßig mit den Rohrböden zu verschweißen, da eine Abdichtung nicht ausgewechselt werden kann und die Ausführung somit betriebsunsicher ist (Abb. 16 a und b).

Geräuschbildung beim Betrieb der Vorwärmer muß durch zweckentsprechende Ausführung vermieden werden. Stützbleche und Einbauten sind so einzubauen und zu sichern, daß Lockerwerden, Schwingungen und damit Geräusche unmöglich sind.

Um ein gutes Abdichten der Trennwände in den Vorlagen und Umkehrkammern gegen die Rohrwände zu erreichen, können zum festen Anziehen derselben zusätzlich Bolzen eingezogen werden (Abb. 17). Die Muttern

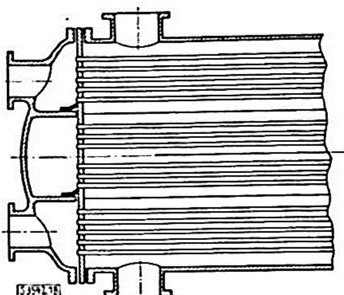


Abb. 19. Abdichten der Trennwände mit federnden Messing-Abdichtungen

dieser Bolzen sind zum Abdichten der Bolzendurchführungen mit Unterlegscheiben aus Kupfer o. dgl. zu versehen. Zum Abdichten der Trennwände haben sich Runddichtungen (Abb. 18) gut bewährt. Auch federnde Abdichtungen aus Messing (Abb. 19) sind gebräuchlich. Wenn die Dichtungsflächen der Trennwände mit den Flanschen der Vorlagen und Umkehrkammern glatt bearbeitet worden sind, ist keine besondere Dichtung erforderlich, die metallische Abdichtung genügt.

Für das Abdichten der Böden und Deckel sind Kupferwellblechdichtungen oder Weichpackungen, die sich gut bewährt haben, zu verwenden. Bei besonders hohen Drücken sind die Böden durch einzudrehende Nut und Feder zu dichten. In diesem Falle sind die Dichtungsflächen aufzutuschieren.

Die Dampfeinführung in den Vorwärmer ist so auszubilden, daß die Rohre möglichst gleichmäßig beaufschlagt werden (Rohrteilung!). Zur Dampfverteilung werden häufig Leitbleche, bei großen Vorwärmern Dampfgassen vorgesehen. Bei Beschickung mit Heißdampf sind besondere Schutzbleche für die ersten Rohrreihen einzubauen. In besonderen Fällen müssen die ersten Rohrreihen aus hitzebeständigem Werkstoff hergestellt werden, z. B. aus Stahl oder Kupfernickel.

Tote Ecken, in denen sich Luft ansammeln kann, sind zu vermeiden. An den höchsten Stellen sind Be- oder Entlüftungen und auf der Dampfseite eine Entlüftung an tieferer Stelle, etwas oberhalb des Kondensataustritts (s. Abb. 5, 10 und 12), anzubringen. Außerdem müssen Organe zum Ablassen des Wassers bei längerem Stillstand des Vorwärmers vorgesehen werden.

Die Stutzen für Temperaturtauchhülsen sind gut sichtbar unter Berücksichtigung der Isolierung anzubringen.

Das Kondensat wird gewöhnlich durch einen Kondenstopf (gegebenenfalls nur Düsen) und bei großen Anlagen durch einen Wasserstandsregler abgeführt. Soll das Kondensat unterkühlt werden, so ist der Vorwärmer so groß auszulegen, daß das Kondensat ohne Rückgang der Leistung angestaut werden kann. Es sind genügend lange Wasserstände anzubringen, um auch bei Störungen und ungewöhnlich hohem Kondensatanstieg einen Überblick zu haben.

Bei dem Aufstellen der Anlage ist die Ausdehnung des Vorwärmers zu berücksichtigen; er erhält daher eine feste und eine bewegliche Auflagerung.

Die anschließenden Rohrleitungen dürfen keinen unzulässigen Schub oder Zug auf den Vorwärmer ausüben.

Bei veränderlichem Heizdampfdruck und vor allem bei Turbinen-Entnahmedampf ist in die Heizdampfleitung ein Rückschlagventil oder eine Rückschlagklappe einzubauen, um beim Absinken des Heizdampfdruckes ein Ausdampfen des im Vorwärmer befindlichen Heizdampfkondensates zu verhindern. Für den Fall eines Rohrbruches wird zweckmäßigerweise eine selbsttätige Dampfabsperrvorrichtung eingebaut (z. B. Steuerung durch einen Schwimmer).

Zahlentafel 2. Hauptsächliche behördliche Vorschriften für dampfbeheizte Oberflächenvorwärmer

Betriebsweise	Kenngrößen p in at Oberdr.[1]) V in l	Vorschriften	Genehmigungspflicht	Anzeigepflicht[2])	Abnahmepflicht	Überwachungspflicht
Fall 1. Heizdampfdruck . Druck im Dampfteil d. Vorwärmers	$p_1 \leqq 0{,}5$ $p_2 \leqq 0{,}5$	Anerkannte Regeln der Technik	nein	nein	nein	nein
Fall 2. Heizdampfdruck . Druck im Dampfteil d. Vorwärmers	$p_1 > 0{,}5$ $p_2 \leqq 0{,}5$, falls $V \geqq 50$ oder $p_2 \cdot V \geqq 300$	Sicherheitsvorschrift. f. dampfbeheizte Warmwasserbereiter v. 22. 5. 1925				
wenn d. Sicherung gegen Überschreiten d. zulässigen Dampfdruckes erfolgt durch a) Standrohr . . .		Anerkannte Regeln der Technik	nein	nein	ja	nein
b) Sicherheitsventil		Wanddicke nach W.u.B. f. Dampffässer	nein	nein	ja	nein
Fall 3. Heizdampfdruck . Druck im Dampfteil d. Vorwärmers	$p_1 > 0{,}5$ $p_2 > 0{,}5$, falls $V \geqq 50$ oder $p_2 \cdot V \geqq 300$	Dampffaßverordnung v. 5.3.1913	nein	ja	ja	ja
	$p_2 > 0{,}5$, falls $V < 50$ oder $p_2 \cdot V < 300$	keine	nein	nein	nein	nein

[1]) Heizdampfdruck ist mit p_1, Druck im Dampfteil des Vorwärmers mit p_2 bezeichnet.
[2]) an zuständige Dampfkesselüberwachungsstelle.

Wasserseitig sind bei großen Sicherheitsventilen Ölbremsen zweckmäßig, um Wasserschläge im Wasserraum und den anschließenden Rohrleitungen zu vermeiden.

Häufig wird auch eine Umgehungsleitung für das Ausschalten des Vorwärmers vorgesehen.

Die Isolierung von Vorwärmern muß an den Böden, Flanschen, Hand- und Mannlöchern abnehmbar sein, sie ist möglichst in handlichen Matten auszuführen und mit einer Blechverkleidung zu versehen.

Dient der Vorwärmer als Brüdenkondensator, so ist der Wasserraum reichlich auszulegen, gegebenenfalls ist er als besonderer Behälter auszubilden. In diesem Falle muß die Verbindung zwischen Brüdenkondensator und Wasserraum sehr weit gewählt werden. Der Brüdendampf soll möglichst an der Stelle des wärmsten als Kühlmittel verwendeten Kondensats eintreten. Ist der Brüdenkondensator in den Hauptkondensat-Kreislauf eingeschaltet, so ist ein besonderer Dampfanschluß für den Fall des Fehlens von Brüdendampf vorzusehen. Wird in diesem Fall der Brüdenkondensator auch mit Heißdampf über 250° betrieben, so sind zweckmäßig Kupfernickelrohre zu verwenden.

Behördliche Vorschriften

Es ist zweckmäßig, vor Entwurf und Errichtung einer Anlage die Frage der amtlichen Zulassung und Abnahme mit der für den späteren Standort der Anlage zuständigen Dampfkesselüberwachungsstelle zu klären, um unnötige Aufwendungen oder Schwierigkeiten beim Bau und bei der Inbetriebnahme von vornherein auszuschließen. Die hauptsächlichsten behördlichen Vorschriften sind in Zahlentafel 2 zusammengestellt.

Betriebserfahrungen

An einem stehenden Brüdenkondensator zeigten sich nach achtjähriger Betriebszeit schwere Rohrschäden (Marinelegierung 79/20/1) und außerdem starke Anfressungen an Rohrboden, Deckeln und Schrauben. Die Schäden an den Rohren wurden auf Erosion und Schwingen der Rohre zurückgeführt, während die Verrottungen an dem Rohrboden (Abb. 20) und an den Deckeln und Schrauben in der Hauptsache durch zu hohen Sauerstoffgehalt im Brüdenkondensat entstanden sind. Der Rohrboden im unteren Teil des Vorwärmers wurde zeitweise von dem Kondensat überspült und kam so mit dem darin enthaltenen Sauerstoff in Berührung.



Abb. 20. Verrottungen am Rohrboden eines Brüdenkondensators

Es wurden folgende Abhilfemaßnahmen getroffen: Zum Schutze gegen die Korrosionen bessere Entgasung des Wassers, Einbau eines Bodens aus Muntzmetall, Streichen der zugänglichen Teile (Deckel, Schrauben usw.) mit einem Kesselinnenanstrichmittel, zum Schutze der Rohre bessere Rohrteilung, Verstärkung und Absteifung der Rohre und zur Erhöhung der Widerstandsfähigkeit der Rohroberfläche Verwendung von Aluminiummessing- (76/22/2) statt Messingrohren.

An einem Kondensatvorwärmer traten trotz reichlicher Entlüftung am hinteren Rohrboden und am Mantel im ersten Fluß oben Anfressungen auf infolge von Luftpolstern. Weitere Anfressungen wurden vermieden durch Einbau einer zusätzlichen Entlüftung; sie bestand aus einem gelochten Rohr, das mit Hilfe eines weiteren dünnen Rohres durch einen vorhandenen Flansch nach außen geführt werden konnte. Wo eine Entlüftung in dieser oder ähnlicher Form nicht angebracht werden kann, muß der Mantel zum Anbringen eines Entlüftungsorgans durchbohrt werden.

Ein Schutz der Mäntel, Deckel, Böden, der Außenseite der Rohre usw. gegen Korrosionen ist möglich durch galvanische Verbleiung und durch Metallüberzüge mit Kadmium, Zinn, Zink usw. Bei Versuchen in einem Speisewasserbehälter, in dem das Wasser durch Einblasen von Dampf vorgewärmt wurde, zeigten Bleche mit Kadmiumüberzug bei einwandfreier Aufbringung größere Korrosionsbeständigkeit als die mit Zinn- und Zinküberzügen.

Kesselinnenanstrichmittel (wie Hermazithin, Drygosin, Ferracin) haben sich bei Vorwärmern als Korrosionsschutzmittel gut bewährt.

Die Trennbleche eines Vorwärmers schlossen nicht dicht mit dem Mantelblech ab, so daß der Dampf durch die Spalten von dem einen in den anderen Fluß übertrat. Infolge des geringen Durchtrittsquerschnitts und der Entspannung traten dabei hohe Dampfgeschwindigkeiten auf. Hierdurch wurde das Mantelblech stark ausgewaschen. Der Zwischenraum wurde vergrößert und die ausgewaschenen Stellen wurden mit einem hitzebeständigen Anstrich versehen; dadurch konnten die Auswaschungen auf ihren bisherigen Umfang beschränkt werden. Um Verluste zu vermeiden, müssen jedoch bei neuen Vorwärmern die Trennbleche genau in den Mantel eingepaßt sein und mit diesem dicht abschließen.

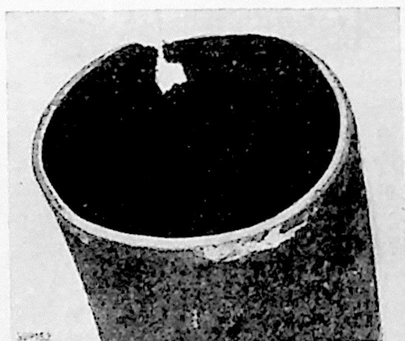


Abb. 21. Durch Sauerstoffeinwirkung und Auswaschungen durch das Destillat zerstörtes Brüdendestillat-Rohr

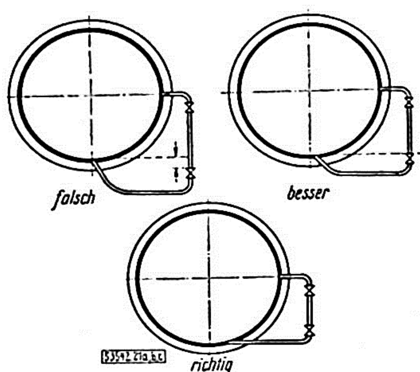


Abb. 22 a bis c. Falsches und richtiges Anbringen des Kondensat-Wasserstandes

In Abb. 21 ist ein Brüdendestillat-Rohr dargestellt, das durch Sauerstoffeinwirkung und durch zu hohe Strömungsgeschwindigkeit des Destillates zerstört ist. Meistens werden die Rohrleitungen hinter dem Heizkondensat-Regelorgan mit dem gleichen Durchmesser wie die Rohrleitungen vor dem Regelorgan ausgeführt. Da das Heizkondensat in der Regel in ein Gefäß mit geringerem Druck als dem Betriebsdruck des Vorwärmers abgeführt wird, tritt eine teilweise Ausdampfung und damit Volumenvergrößerung ein, die wiederum zu hohen Geschwindigkeiten des Dampfwassergemisches und starken Auswaschungen und schließlich zur Zerstörung der Rohrleitungen, namentlich in den Bögen, führt. Die Rohrleitungen hinter dem Kondensat-Regelorgan sind daher mit größerem Durchmesser und schlanken Bögen zu verlegen. Zum Schutze gegen Korrosionen können die Leitungen außerdem statt in Schmiedeeisen in widerstandsfähigerem Werkstoff (Gußeisen, Kupfer) ausgeführt werden.

Durch schwankenden Wasserstand und die damit verbundenen Temperaturänderungen an Rohrböden und Deckeln oder Vorlagen sind häufig Undichtheiten an Vorwärmern hervorgerufen worden. Daher ist es vorteilhaft, bei Vorwärmern mit stark schwankender Belastung ein großes Kondensat-Sammelgefäß (siehe z. B. Abb. 10) vorzusehen.

Der in Abb. 22 a gezeigte untere Wasserstandsanschluß führte häufig zu einer falschen Beurteilung des Kondensatwasserstandes, da das Wasser aus dem Anschlußrohr nicht abfließen konnte und somit nicht aus dem Wasserstandsglas verschwand. Der Hahn mußte höher gesetzt werden, um eine Täuschung auszuschließen (Abb. 22 b). Besser ist noch der Anschluß nach Abb. 22 c, da hier außerdem ein Verschmutzen und damit Verstopfen des Anschlußrohres nicht so leicht möglich ist, wie bei einem heruntergezogenen Rohr.

Schrifttum

E. Hausbrand, Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Berlin 1931.

W. Nußelt, Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. Z. VDI Bd. 60 (1916) S. 541.

M. ten Bosch, Eine einheitliche Gleichung für den Wärmeübergang strömender Flüssigkeiten in Röhren. Z. VDI Bd. 75 (1931) S. 40 u. 468.

Fr. Filchner, Berechnung von Wärmeaustausch-, insbesondere Gegenstromapparaten. Gesundh.-Ing. Bd. 54 (1931) S. 521.

W. Stender, Die Abhängigkeit der mittleren Wärmeübergangszahl von der Rohrlänge. Wiss. Veröff. Siemens-Konz. Bd. 9 (1930) S. 88.

W. Stender, Der Wärmeübergang an strömendes Wasser in vertikalen Rohren. Berlin 1924.

W. E. Wellmann u. *H. Goerke,* Neue Leistungs-Garantie für Oberflächen-Wärmeaustauscher in Kraftwerkbetrieben. Elektr.-Wirtsch. Bd. 32 (1933) S. 115.

W. Seifert, Neuere Entwicklung der Spiralwärmeaustauscher. Wärme Bd. 29 (1936) S. 847.

Aus Kraftwerksbau und -betrieb. Mitt. des Ausschusses für Wärmefragen im Berliner Bezirksverein des VDI. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 16 (1935) S. 315.

F. Kroemer, Korrosion und Korrosionsschutz im Dampfkesselbetrieb. Wärme Bd. 56 (1933) S. 798.

H. Kurrein, Galvanische Verbleiung als Korrosionsschutz. Z. VDI Bd. 76 (1932) S. 300.

Wasserkühler

Bearbeiter: Dipl.-Ing. E. Uber, Berlin

Anwendungsgebiet

Im Kraftwerksbetrieb finden Wärmeaustauscher Wasser gegen Wasser Anwendung für:

a) Kondensatkühlung unter gleichzeitiger Anwärmung von Gebrauchs- und Kesselspeisewasser,

b) Erfassung der Restwärme aus Kesselabschlammwasser, Verdampfern, Dampfumformern,

c) Übertragung der Wärme aus rückzukühlendem gereinigten Wasser an Rohwasser,

d) Zweikreislaufkühlung für Apparate, die mit Destillat gekühlt werden müssen, wie z. B. Gleichrichter.

Anforderungen

Im Gegensatz zu Oberflächen-Vorwärmern ist der Betriebsdruck selten maßgebend für die Bauart, da die Apparate meist unter geringem Druck arbeiten. Besonders wichtig ist es, zur Erzielung günstiger Wärmedurchgangszahlen auf beiden Seiten der Wärmeaustauschfläche möglichst hohe Wassergeschwindigkeiten zu erreichen. Auf gute Reinigungsmöglichkeit ist in allen Fällen, wo Versteinung und Verschlammung auftreten können, zu achten. Ferner ist für einwandfreie Entlüftung zu sorgen und insbesondere auch durch Führung der Anschlußleitung zu bewirken, daß die Wasserräume dauernd gefüllt sind. Bei allen Apparaten mit mehrfachem Wasserdurchgang, vor allem bei ausziehbaren Rohrbündeln, ist einwandfreie Abdichtung der Wasserwege und der Umlenkbleche erforderlich.

Rechnerische Grundlagen

Grundsätzlich dürfte für den praktischen Betrieb die Kühlung nur im Gegenstrom oder in einer Vereinigung von Gegenstrom mit Kreuzstrom in Frage kommen.

Zur Übertragung der Wärmemenge Q [kcal/h] von dem warmem an das kalte Waşser mit einem mittleren Temperaturunterschied Δt [°C] (logarithmisch gerechnet, wie auf S. 42 Abb. 16 dieser Schrift angegeben) ermittelt sich die nötige Kühlfläche aus der Gleichung:

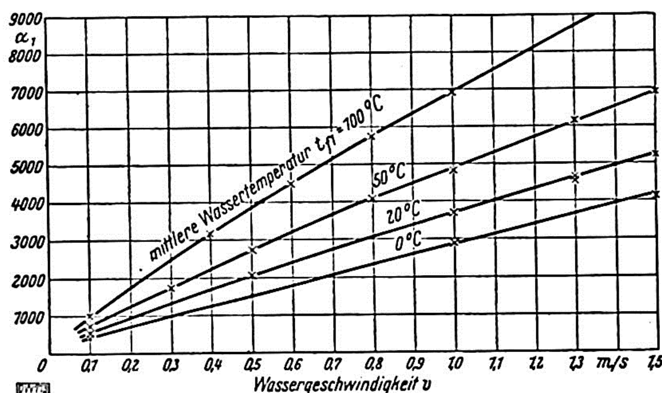
$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} \text{ [m}^2\text{]}.$$

Die Wärmedurchgangszahl k [kcal/m² h°] wird in gleicher Weise wie beim Oberflächen-Vorwärmer bestimmt aus der Gleichung:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d}{\lambda}}$$

d = Rohrwanddicke [m], λ = Wärmeleitzahl der Trennwand [kcal/m h°], (α_1 = Wärmeübergangszahl von Wasser an Wand bzw. α_2 von Wand an

Abb. 1. Wärmeübergangszahl von Wasser an Wand
Nach *A. Schack* für verschiedene Temperaturen



Wasser.) Für die Wärmeübergangszahl α_1 von Wasser an Wand hat *A. Schack* [1]) eine Formel aufgestellt, die bei einfacher Form den aus Forschungen von *W. Stender* und *A. Soennecken* [2]) ermittelten Versuchswerten innerhalb gewisser Wassergeschwindigkeiten gut entspricht. Sie lautet:

$$\alpha_1 = 2900 \cdot v^{0,85} \, (1 + 0,014 \; t_{fl}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ .$$

Darin bezeichnet v die mittlere Wassergeschwindigkeit [m/s] und t_{fl} die mittlere Flüssigkeitstemperatur [°C]. In der Gleichung treten Rohrdurchmesser und Rohrlänge nicht auf. Das besagt, daß für die praktisch vorkommenden Rohrdurchmesser von 10 bis etwa 40 mm die nach dieser Formel errechneten Werte für α_1, sich hinreichend genau mit den vorliegenden Versuchswerten decken. Vorausgesetzt ist hierbei, daß mit den wachsenden Rohrdurchmessern auch die Rohrlängen sich vergrößern, etwa im Verhältnis

Rohrdurchmesser : Rohrlänge = 1 : 100 bis 1 : 150.

Zu beachten ist auch der starke Einfluß der Flüssigkeitstemperatur. Eine Verdoppelung der Wärmeübergangszahl erhält man bei sonst gleichen Bedingungen bei einer Steigerung der Flüssigkeitstemperatur um rd. 70°C (Abb. 1).

Abb. 2 gibt Versuchswerte der Wärmedurchgangszahlen für einige ausgeführte Wärmeaustauscher verschiedener Bauart wieder, verglichen mit den zugehörigen errechneten Werten nach *W. Stender* und *A. Soennecken* bzw. nach *Schack*. Die Ausführungsabmessungen dieser Apparate sind aus Zahlentafel 1 ersichtlich, ihre Bauart zeigen Abb. 3 bis 6. Aus Abb. 2 geht hervor, daß die Führung des Wassers um die Rohre von erheblichem Einfluß ist, ganz besonders bei beiderseitiger Wassergeschwindigkeit unter etwa 0,2 m/s. Die Rechnungswerte biegen bei diesen Wassergeschwindigkeiten stark nach unten und ergeben zu niedrige Wärmedurchgangszahlen. Bei reiner Gegenstromanordnung, also auch Führung des Wassers um die Rohre in Richtung der Rohrachse (Abb. 5) liegen die erzielten Versuchswerte um

1) *A. Schack*, Der Industrielle Wärmeübergang. Düsseldorf 1929, S. 183.

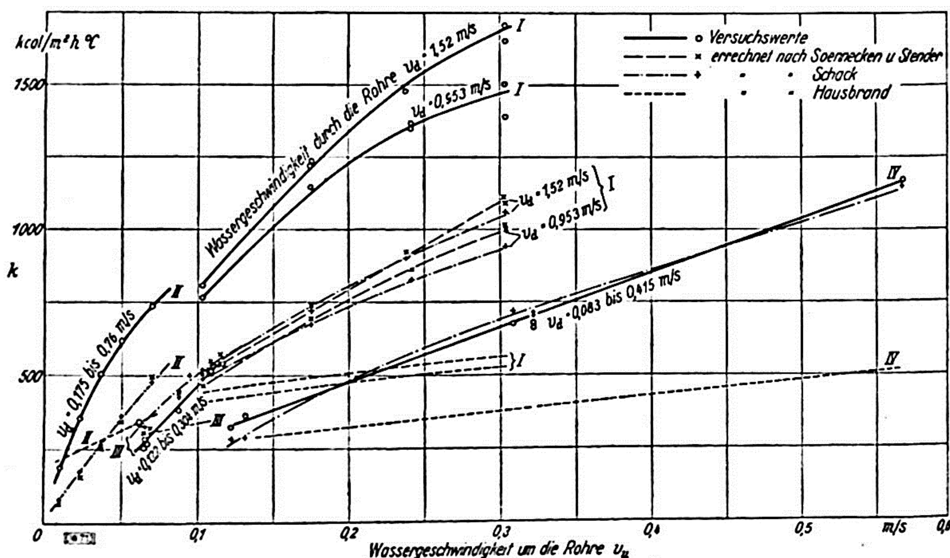
2) *W. Stender*, Der Wärmeübergang an strömendes Wasser in vertikalen Rohren, Berlin 1924
A. Soennecken, Der Wärmeübergang an strömendes Wasser, Berlin 1911 u. VDI-Forschungsheft 108/109.

Zahlentafel 1. Ausführungsabmessungen der Wärmeaustauscher

Kühler Nr.	Ausführung nach Abb.	Kühlfläche m²	Rohr-Dmr. mm	Rohrlänge mm	Rohrzahl	Zahl d. Wasserwege durch die Rohre	Zahl d. Wasserwege um die Rohre	Umlenkbleche
I	3	22,5	15/18	3055	141	1	1	ja
II	4	48,8	20/23	1960	354	2	2	ja
III	5	32,5	20/23	2128	226	10	4	nein
IV	6	218	15/17	4200	1028	6	6	ja

durchschnittlich 5 bis 10 % unter den errechneten Werten (Linienpaar *III* in Abb. 2). Die Rechnungswerte nach *W. Stender* und nach *Schack* decken sich hier. Bei der Bauart *IV* stimmen die errechneten Werte nach *Schack* praktisch mit den Versuchsergebnissen überein. Bei den beiden Apparaten nach Abb. 3 und 4 liegen die Meßwerte im ganzen Verlauf (s. Linienzüge *I* und *II* in Abb. 2) erheblich über den errechneten, und zwar um Beträge zwischen 50 und 100 %, wobei die größeren Abweichungen bei den kleinsten Geschwindigkeiten auftreten. Die Abweichungen lassen sich erklären aus den für die Formelentwicklung angewendeten Versuchsanordnungen, bei denen lediglich Längsströmung der Flüssigkeit vorlag. Es ist daher anzunehmen, daß die Steigerung des Wärmedurchgangs fast ausschließlich der starken Durchwirbelung des Wassers durch die zahlreichen Umlenkbleche zuzuschreiben ist.

Abb. 2. Wärmedurchgangszahlen ausgeführter Anlagen
I bis *IV* bezeichnen vier Anlagen, deren Bauart und Abmessungen aus Zahlentafel 1 und Abb. 3 bis 6 hervorgehen, v_d die Wassergeschwindigkeiten durch die Rohre, für die die Wärmedurchgangswerte jeweils versuchsmäßig und rechnerisch ermittelt worden sind



In Abb. 2 sind zum Vergleich auch die nach *E. Hausbrand* [3]) errechneten Werte eingetragen. Man ersieht daraus, daß diese nur für Wassergeschwindigkeiten unter 0,1 bis höchstens 0,2 m/s benutzt werden können. Bei hohen Geschwindigkeiten übertreffen die erzielten Werte die Formelwerte der Wärmedurchgangszahlen nach *Hausbrand* um 100 % und mehr.

Grundsätzlich sind zu den rechnerisch ermittelten Durchgangsflächen noch Sicherheitszuschläge für Störungen des Wärmeübergangs durch Luftblasen, Verschlammung oder Steinansatz zu machen, deren Höhe nur von Fall zu Fall bestimmt werden kann. Jedenfalls ist zu berücksichtigen, daß bei höheren Wassergeschwindigkeiten der Wärmedurchgangswiderstand infolge Verschmutzung prozentual größer wird als bei kleinen Geschwindigkeiten.

Bauarten

Aus der Formel von *Schack* ergibt sich weiter, daß nur von der Erzielung großer Wassergeschwindigkeiten auf beiden Seiten der Übertragungsfläche die Bemessung der Wärmeaustauschergröße abhängt. Danach richtet sich auch die Bauart. Für große Wassermengen bei geringem Temperaturunterschied kann ein einfacher Wasserdurchgang genügen (Abb. 3). Je kleiner die Menge des Wassers bei großer Wärmeleistung ist, um so größer ist die Anzahl der Wasserdurchgänge durch den Apparat zu wählen (Abb. 5), damit sich keine unbrauchbar große Länge und keine unwirtschaftliche Austauscherfläche ergibt. Nötigenfalls sind mehrere mehrflutige Wärmeaustauscher hintereinander zu schalten, um auf beiden Seiten günstige Geschwindigkeiten zu erzwingen.

Die Wärmeübertragungsfläche kann wie beim Vorwärmer in geraden Rohren, U-förmig gebogenen Rohren oder in Spiralflächen angeordnet werden. Gerade Rohre sind vorzuziehen und besonders bei Apparaten mit einer größeren Anzahl von Wasserwegen ausschließlich zu verwenden. Ist Wasser zu erwärmen, das Stein oder Schlamm ausscheidet, so führt man es durch die Rohre, weil man diese einfacher reinigen (durchbürsten) kann. Dabei sind ausziehbare Rohrbündel am Platze. Enge Rohre erschweren die Reinigung; Rohre unter 14 mm Dmr. sind daher bei größeren Apparaten zu vermeiden.

---

3) *E. Hausbrand,* Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Berlin 1918.

Abb. 3. Gegenstrom-Kreuzstrom-Wärmeaustauscher
Mit konzentrischer Wasserführung um die Rohre und innen liegendem Blechmantel. Je ein Wasserweg durch und um die Rohre

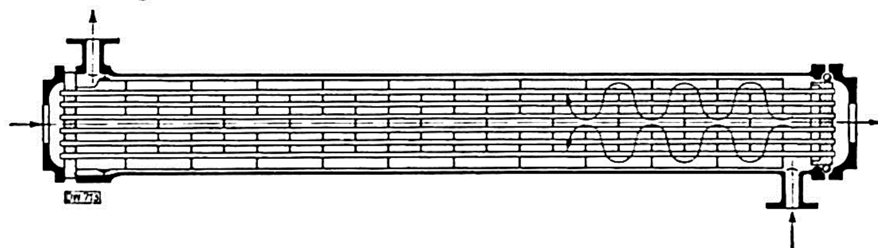


Abb. 4. Gegenstrom-Kreuzstrom-Wärmeaustauscher mit schlangenförmiger Wasserführung um die Rohre
Je zwei Wasserwege durch und um die Rohre

Das Einhängen von flüssigkeitsdurchströmten Kühl- oder Heizschlangen in Behälter mit ruhendem Wasser ist ein schlechter Notbehelf, da selbst bei günstiger Anordnung der Übertragungsfläche die Wassergeschwindigkeit um die Rohre unter 0,02 m/s liegt und daher zur Erzielung gleicher Wirkung die Fläche 3- bis 5mal so groß ausfällt als bei einem richtig ausgelegten Gegenstrom-Apparat (Werkstoffvergeudung!).

Zu erwähnen sind noch die Berieselungskühler, bei denen die zu kühlende Flüssigkeit durch eine oder mehrere Reihen senkrecht übereinander angeordneter, waagerecht liegender Rohre geführt wird. Das Kühlmittel rieselt außen über die Rohre und gibt neben der Übertragung durch die Rohrwand Wärme an die umgebende Luft ab, verstärkt durch Entziehung von Verdunstungswärme, daher günstige Kühlwirkung. Die Außenflächen der Rohre sind leicht rein zu halten. Darf die zu kühlende Flüssigkeit mit der Luft in Berührung kommen, so ist es — ganz besonders bei Zulauftemperaturen zwischen 50 und 90°C — vorteilhafter, diese außen über die Rohre rieseln zu lassen, weil dann ein erheblicher Teil der Wärmeleistung (50 % und mehr) durch Verdunstung abgeführt werden kann. Bei Wasserkühlung unter den genannten Verhältnissen kann bei Geschwindigkeiten von 1 bis 1,5 m/s beiderseits eine Wärmedurchgangszahl $k = 900$ bis 1400 kcal/m^2 h° bei Kühlrohren aus Kupfer oder Messing erreicht werden. Anwendung hauptsächlich in der chemischen und Nahrungsmittel-Industrie. Dort ergibt sich auch öfter die Notwendigkeit, Rohrstrecken durch Be-

Abb. 5. Wärmeaustauscher mit Gleich- und Gegenstrom-Wasserführung um die Rohre
In Richtung der Rohrachsen. Zehn Wasserwege durch die Rohre, vier Wege um die Rohre

nutzung doppelwandiger Rohre zur Beheizung oder Kühlung als Wärmeaustauscher auszuführen, wobei das Heiz- bzw. Kühlmittel durch den Ringraum geführt wird. Die Flanschstellen werden durch Verbindungsrohre überbrückt.

Baustoffe, Zusammenbau und Betriebserfahrungen

Die Angaben über Baustoffe und Zusammenbau für Oberflächen-Vorwärmer (Seite 6) können sinngemäß auch für Wärmeaustauscher Wasser gegen Wasser angewendet werden. Bei Normalausführung ist Flußstahl für Mantel, Rohrböden und Rohre üblich. Für Wasser mit metallangreifenden Eigenschaften ist ebenfalls auf die Bemerkungen im Abschnitt Oberflächen-Vorwärmer (Seite 6) zu verweisen..

Zur Überwachung der Beaufschlagung der Wärmeaustauscher empfiehlt sich der Einbau von Strömungsanzeigern oder Mengenmessern in die Zuflußleitungen.

Bei stark schlammführendem Rohwasser empfiehlt sich zur Beschleunigung der Öffnungs- und Schließzeit beim Reinigungsvorgang die Verwendung von Scharnierdeckeln mit Klappschrauben. Für Ausführung und Zusammenbau sind die gleichen Richtlinien zu beachten wie bei den Oberflächen-Vorwärmern.

Obwohl grundsätzlich durch geeignete Ausführung geringer Durchflußwiderstand anzustreben ist, lassen sich in den Fällen, bei welchen das Kühlwasser einem Hochbehälter oder einer Sammeldruckleitung entnommen wird und hinter den Austauschern frei abfließt, bei Ausnutzung des Druckgefälles die Geschwindigkeiten in den Apparaten entsprechend steigern und damit kleinere Austauschflächen erzielen.

Soll Wärme von unter hohem Druck stehendem Kondensat oder Ablauge aus Apparaten abgeführt werden, so läßt sich sehr häufig die Anwendung von Höchstdruck-Wärmeaustauschern dadurch umgehen, daß die Flüssigkeit auf einen geringeren Druck entspannt wird. Die sich dann ergebenden Austauscher für Mittel- oder Niederdruck ergeben geringere Anschaffungskosten.

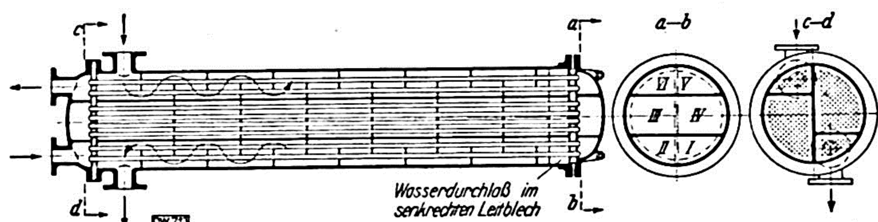


Abb. 6. Gegenstrom-Kreuzstrom-Wärmeaustauscher mit schlangenförmiger Wasserführung um die Rohre

Je sechs Wasserwege durch und um die Rohre. Wasserumkehrung ersichtlich aus Schnitt *a—b* und *c—d*; *VI—I* = Umkehrkammern

Ölkühler

Bearbeiter: Dipl.-Ing. A. Petersen VDI, Berlin

Die Ölkühler dienen zum Abführen von Verlustwärme (z. B. von Lagern, Getrieben, Kupplungen, Umspannern usw.). Sie kommen im Kraftwerksbetrieb in der Hauptsache für Dampfturbinen und Umspanner in Frage. Als Kühlmittel werden Wasser und auch Luft verwendet. Die Luftkühlung wird häufig für Umspanner bevorzugt. In solchen Fällen werden die Kühler fast ausnahmslos mit den Umspannern zu geschlossenen Einheiten zusammengebaut. Im folgenden werden die mit Wasserkühlung versehenen Ölkühler behandelt.

Anforderungen

Der Ölkühler ist so auszulegen, daß er jeweils die umlaufende Ölmenge auf die geforderte Temperatur zurückkühlt und die abzuführende Wärme unter Beachtung der Wirtschaftlichkeit und des Werkstoffaufwandes dem Kühlwasser zuführt. Wichtig ist zum Erreichen dieser Anforderungen neben richtiger Bemessung der Kühlfläche eine nicht zu geringe Wasser- und Ölgeschwindigkeit. Die Ölgeschwindigkeit ist möglichst höher als 1 m/s zu wählen.

Bei der Wahl der Bauart ist darauf zu achten, daß das Kühlwasser nicht mit dem Öl in Verbindung kommen kann. Eintritt von Wasser in den Ölkreislauf führt u. U. zur Emulsionsbildung, wodurch Öl für den weiteren Betrieb unbrauchbar wird; bei Umspannern setzt Wasser im Öl die elektrische Durchschlagfestigkeit stark herab, was sich gefahrbringend auswirken kann. Bei der Einschaltung des Ölkühlers in den Öl- und Wasserkreislauf ist der Druck auf der Wasserseite geringer zu wählen als auf der Ölseite, um auch bei beschädigten Kühlern einen Wassereinbruch unmöglich zu machen oder auf ein Mindestmaß zu beschränken.

Weiterhin kann auch Ölschlamm die gesamte umlaufende Ölmenge zerstören. Es ist also bei der Wahl der Kühlerbauart auf die Reinigungsmöglichkeiten des Kühlers zu achten. Genau wie die Reinigungsmöglichkeit auf der Ölseite kann bei schlechtem Wasser die Reinigung der Wasserseite die Wahl einer bestimmten Kühlerbauart beeinflussen.

Jeder Ölkühler ist mit Entlüftungs- und Entleerungsvorrichtung, mit Temperaturmeßstellen und mit einer Entnahmemöglichkeit für Ölproben zu versehen. Selbstverständlich können sich diese Einrichtungen auch z. T. in den anschließenden Rohrleitungen befinden.

Berechnung

Die Kühlfläche F wird berechnet nach der Gleichung

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} \ [\mathrm{m}^2].$$

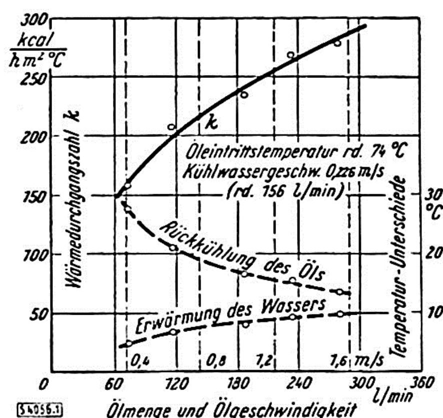


Abb. 1. Abhängigkeit der Wärmedurchgangszahl von der Ölgeschwindigkeit
Ermittelt an einem Ölkühler von 6,356 m² Kühlfläche

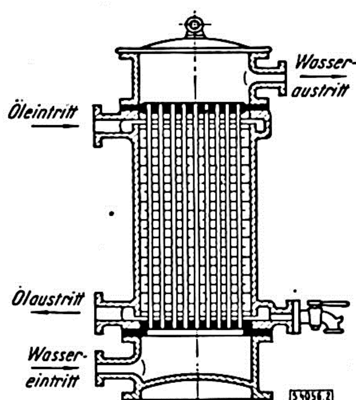


Abb. 2. Ölkühler mit nicht ausziehbarem Rohrbündel
Das Öl wird durch Lenkbleche innerhalb des Mantels von außen nach innen und umgekehrt geführt

Hierin bedeuten:

Q die in der Stunde übertragene Wärmemenge [kcal/h],

Δt der mittlere Temperaturunterschied zwischen Öl und Kühlwasser (Berechnung von Δt siehe „Hütte" 26. Aufl. Bd. 1 S. 503 [1])) [°C],

k die Wärmedurchgangszahl [kcal/m² h°].

Für die Berechnung der Wärmedurchgangszahl k steht die grundlegende Forschungsarbeit von *E. Heinrich* und *E. Stückle* [2]) zur Verfügung. Aus dieser Arbeit sei die Abb. 1 wiedergegeben, welche die Abhängigkeit der Wärmedurchgangszahl von der Ölgeschwindigkeit bei einer bestimmten Kühlerbauart zeigt. Die Wärmedurchgangszahl steigt stark an mit größerer Ölgeschwindigkeit. Ein Temperaturanstieg macht sich ebenfalls bei größerer Wassergeschwindigkeit bemerkbar. Der Einfluß der Öltemperatur auf die Wärmedurchgangszahl ist bedeutend geringer; er beträgt bei einer Steigerung der mittleren Öltemperatur $= \frac{t_a + t_e}{2}$ um 20° = etwa 16 kcal/m² h°.

Die Wärmedurchgangszahl fällt bei verschmutztem Kühler sehr stark ab, was unbedingt bei der Bemessung der Kühlfläche berücksichtigt werden muß.

Die stündliche Ölumlaufmenge M wird berechnet zu:

$$M = \frac{Q}{c(t_a - t_e)} \text{ [kg/h]}.$$

Hierin bedeuten t_a und t_e die Öleintritts- und -austrittstemperaturen und c die spezifische Wärme des Öles, die bei dem in Frage kommenden Temperaturbereich von 20 bis 100° mit 0,45 eingesetzt werden kann.

1) Vgl. a. Abb. 16 auf S. 42 dieser Schrift.

2) S. Schrifttum am Schluß dieses Beitrages.

Für die Berechnung der erforderlichen Kühlwassermenge gilt die Gleichung

$$W = \frac{Q}{t_a' - t_e'} \text{ [kg/h]}.$$

t_a' und t_e' bedeuten die Kühlwassereintritts- und -austrittstemperaturen.

Bauarten

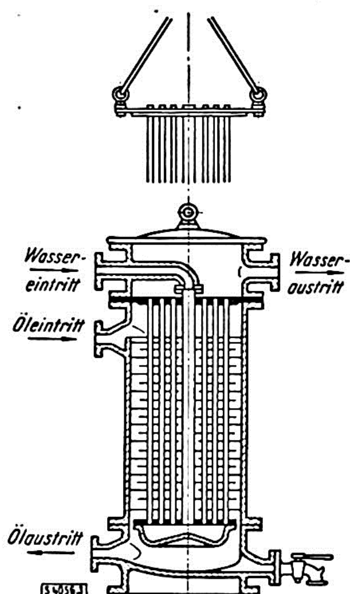
Die Ölkühler unterscheiden sich in der Hauptsache dadurch, ob die Rohrbündel ausziehbar sind oder nicht. Die Kühler mit ausziehbaren Rohrbündeln sind im allgemeinen leichter zu reinigen, während die anderen Bauarten einfacher im Aufbau sind. In den weitaus meisten Fällen werden stehende Kühler verwendet, jedoch sind auch liegende Ölkühler bekannt. Welche Kühlerbauart im Einzelfall zu wählen ist, hängt von den Öl- und Kühlwasserverhältnissen und von den sonstigen Anforderungen des Betriebes ab. Grundsätzlich für den Aufbau des Kühlers gilt, daß das Öl um die Rohre und das Wasser durch die Rohre geführt wird, um die günstigsten Wärmeübergangszahlen zwischen Öl und Rohr und zwischen Rohr und Wasser zu erreichen. Zweckmäßig wird der Ölkühler als Gegenstromkühler ausgeführt, da bei dieser Bauart die Wärmeübertragung günstiger und somit das Öl weiter herabgekühlt wird als bei der gleich großen Kühlerbauart ohne Gegenstromanordnung.

Die Rohrinnendurchmesser sind bei den Kühlern sehr verschieden, jedoch kann mit Ausnahme der Kleinkühler im Mittel mit 13 bis 17 mm gerechnet werden. Allgemein werden die Rohre in den Böden eingewalzt; alleiniges Aufdornen der Rohre genügt nicht.

Bei allen Bauarten ist außerordentlich wichtig, daß die Umlenkbleche vollkommen dicht eingesetzt sind, und daß auch die Bohrungen in den Leitblechen für die Durchführung der Rohre im Durchmesser möglichst eng gehalten werden.

Abb. 2 zeigt einen Kühler mit nicht ausziehbarem Rohrbündel. Das abzukühlende Öl fließt außerhalb der Rohre von oben nach unten und wird durch viele Lenkbleche im Mantelquerschnitt stets von außen nach innen und umgekehrt geführt, damit ein guter Wärmeübergang erreicht wird. Bei der Ausbildung des Mantels wurde darauf geachtet, daß eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Ölmenge über den ganzen Mantelquerschnitt stattfindet. Jedes zweite Lenkblech muß genau dem Mantel angepaßt sein, um das Übertreten von Öl in die nächste Umlenkkammer zu verhüten. Das Kühlwasser tritt unten in den Kühler ein und fließt in den Rohren nach oben. Um die Rohre auf der Wasserseite reinigen zu können, ist der Deckel abschraubbar angeordnet.

Abb. 3 gibt einen Kühler mit ausziehbarem Rohrbündel wieder. Der Ölkreislauf ähnelt dem des vorhergehenden Bildes. Beide Kühlwasseranschlüsse sind jedoch oben am Kühler angeordnet, und zwar wird das Kühlwasser im Kühler durch ein starkes Rohr in die untere Umlenkkammer, die als Verteilungskammer ausgebildet ist, geführt. In den einzelnen Rohren steigt das Kühlwasser wieder nach oben. Der Kühlwasser-Eintrittskrümmer, der mit dem starken Rohr verbunden ist, muß gut abgedichtet



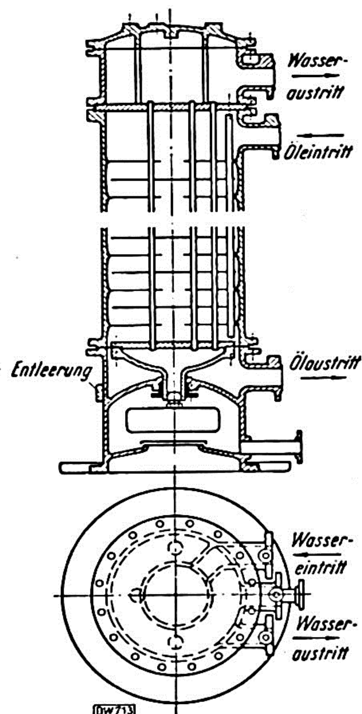


Abb. 3. Ölkühler mit ausziehbarem Rohrbündel
Vorteilhaft ist die gute Wärmeausdehnungsmöglichkeit des Rohrbündels

Abb. 4 (rechts). Ölkühler mit ausziehbarem Rohrbündel
Das Kühlwasser wird von der inneren Wasserkammer aus nach unten geleitet, dort umgelenkt und durch den äußeren Rohrteil in die obere äußere Wasserkammer geführt

sein. Vorteilhaft bei dieser Bauart ist die gute Wärmeausdehnungsmöglichkeit des Rohrbündels. Zum Reinigen des Rohrbündels von Ölschlamm und Wasseransätzen muß der Kühler auseinandergenommen werden.

Der in Abb. 4 gezeigte Kühler hat ebenfalls ein ausziehbares Rohrbündel. Der Ölkreislauf entspricht ungefähr dem des vorher genannten Kühlers, jedoch wurde der Mantel innen etwas anders ausgebildet, um ein gutes Abdichten der Lenkbleche zu erreichen. Die Wasserein- und -austrittsanschlüsse sind oben an einer doppelten Wasserkammer, die aus zentrischen Kammern besteht, angeordnet. Das Kühlwasser wird von der inneren zentrischen Kammer aus nach unten geleitet, dort umgelenkt und durch den äußeren Rohrteil nach oben in die äußere zentrische Wasserkammer geführt. Die Wasserumlenkkammer hat eine Verlängerung durch die untere Ölkammer nach außen, damit man bei der wasserseitigen Reinigung des Kühlers den Schmutz herausbekommt. Zur Sicherung einer guten Wärmeausdehnung befindet sich an der Durchtrittsstelle der Wasserkammer an der Ölkammer eine Stopfbuchse.

Abb. 5 zeigt einen Ölkühler mit ausziehbarem Rohrbündel, der von den beschriebenen Bauarten wesentlich abweicht. Im Innern des Kühlers be-

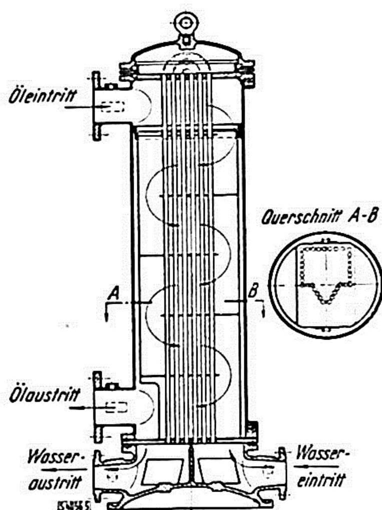


Abb. 5 (links). **Ölkühler mit ausziehbarem Rohrbündel**

Durch Anordnung eines gegen den äußeren Mantel abgedichteten Innenmantels wird das Auseinandernehmen verschlammter und verkrusteter Kühler erleichtert

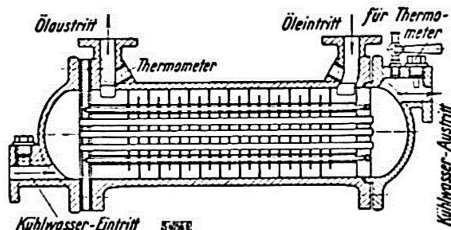


Abb. 6. **Kleinkühler mit ausziehbarem Rohrbündel in liegender Anordnung**

findet sich ein zweiter Mantel, der das Rohrbündel mit den Umlenkblechen umschließt. Dieser innere Mantel ist gegen den äußeren Mantel soweit abgedichtet, daß der Zwischenraum frei von Ölschlamm bleibt. Durch diese Anordnung ist es möglich, auch sehr stark verschlammte und verkrustete Ölkühler leicht auseinanderzunehmen. Die Rohranordnung ist bei dieser Bauart insofern anders, als nur eine Rechteckfläche des Kühlerquerschnittes berohrt ist. Der übrige freie Querschnitt dient zum Durchtritt des Öles in die nächste Umlenkung. Der obere Rohrboden ist gegen den Mantel und den Deckel stopfbuchsartig abgedichtet, so daß eine Ausdehnung des Rohrbündels möglich ist. Das Kühlwasser tritt in die untere Wasserkammer ein, strömt in der einen Rohrbündelhälfte nach oben, wird dort umgelenkt, beaufschlagt die andere Rohrbündelhälfte und tritt unten wieder aus. Die untere Wasserkammer hat aus diesem Grunde eine Zwischenwand. Zur wasserseitigen Reinigung müssen der obere Deckel und die Wasseranschlußleitungen abgenommen werden. Das Abschrauben der Wasseranschlußleitung kann man dadurch vermeiden, daß man an der Wasser-Zu- und -Abflußleitung besondere Ablässe anordnet.

Abb. 6 gibt einen kleinen Kühler von etwa 1 m² Kühlfläche wieder. Der Kühler wird im allgemeinen liegend angeordnet. Die Rohre haben einen Innendurchmesser von unter 10 mm, sie werden eingedornt und dann noch eingelötet. Der Ölfluß wird im Gegensatz zu den oben beschriebenen Kühlerarten dadurch zwangsläufig geführt, daß von den Leitblechen abwechselnd oben oder unten ein Segment abgeschnitten ist. Die Abdichtung des wärmebeweglichen Rohrbodens wird durch eine graphitgetränkte Hanfschnur erreicht.

Abb. 7 zeigt eine Kühlerart, die bei Umspannern hin und wieder angewendet wird. Schmiedeeiserne Rohrschlangen, die das abzukühlende Öl

aufnehmen, sind in einem offenen Behälter, der mit Kühlwasser beschickt wird, untergebracht. Die Rohre werden außen, also auf der Wasserseite, mit einem Rostschutz versehen, z. B. werden sie verzinkt.

Werkstoffe

Die Werkstoffauswahl ist für die Betriebssicherheit des Ölkühlers und für die Haltbarkeit der Ölfüllung von großer Bedeutung. Kupfer und Blei sind unbedingt dem Ölkreislauf und somit vom Ölkühler fernzuhalten, da diese Werkstoffe den Alterungsvorgang des Öles beschleunigen. Nachstehende Werkstoffe werden für den Ölkühlerbau verwendet:

Mantel: Gußeisen oder Schmiedeeisen;
Wasserkammer: Gußeisen;
Rohrböden: Schmiedeeisen oder Muntzmetall;
Umlenkbleche: Stahlblech oder Messing;
Rohre: Stahlrohr, vorzugsweise Messing.

Auch die Verwendung ungeeigneter Dichtstoffe und unsachgemäßes Einlegen der Dichtungen kann die Ölfüllung unbrauchbar machen. Die Erfahrungen mit den Dichtstoffen sind in den verschiedenen Betrieben sehr unterschiedlich, so daß keine einheitlichen Angaben gemacht werden können.

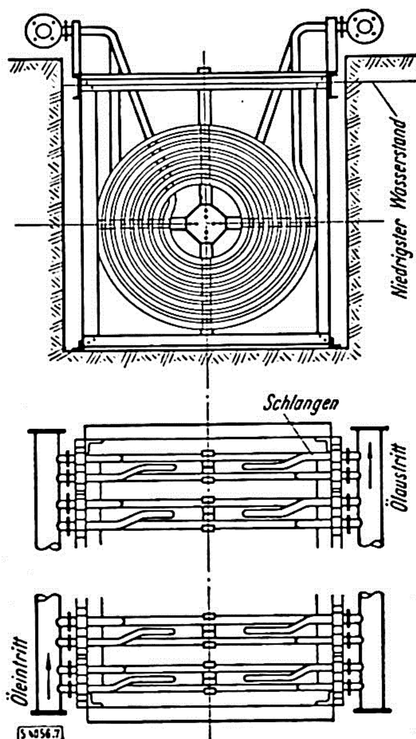


Abb. 7. Kühlschlange für Ölrückkühlung
Angewandt bei Umspannern

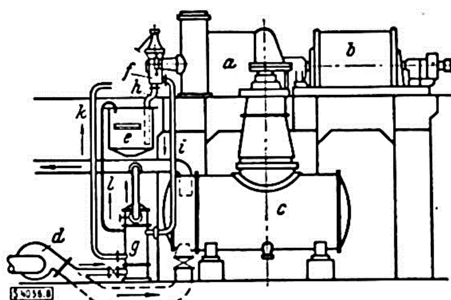


Abb. 8. Anordnung eines Ölkühlers an einer Dampfturbine
a Turbine, *b* Stromerzeuger, *c* Kondensator, *d* Kühlwasserpumpe, *e* Ölbehälter, *f* Ölpumpe, *g* Ölkühler, *h* Ölsaugeleitung, *i* Öldruckleitung, *k* gekühltes Öl zu den Lagern und der Steuerung, *l* Entlüftung

Als Dichtstoffe werden u. a. verwendet: It-Dichtungen, wenn sie besonders mit einer geeigneten Paste behandelt werden; Sidem-Dichtung, Buna, Pappe; verschiedentlich werden die Dichtungen mit Bakelit-Lack, Schellack oder Öl getränkt. Alle Dichtungen sind möglichst dünn, stets unter 2 mm Stärke zu wählen und dürfen nicht fasern. Bei dem Einsetzen der Dichtungen ist darauf zu achten, daß sie auf der Ölseite nicht vorstehen, da sich sonst diese vorstehenden Kanten auflösen und die Fasern in die Ölwege gelangen. Gummi darf nicht als Öldichtung verwendet werden, weil Öl den Gummi in kurzer Zeit zerstört. Mit Buna liegen unterschiedliche Erfahrungen vor, die wahrscheinlich darauf zurückzuführen sind, daß dieser Werkstoff durch die Zusätze für die Herstellung der Dichtungen die Ölbeständigkeit z. T. einbüßt.

Betriebserfahrungen

Für die Reinhaltung des Öles ist es notwendig, daß die Wände des Ölkühlers möglichst mit einem Sandstrahlgebläse gereinigt werden. Ein Anstrich ist nicht erforderlich. Vor Inbetriebsetzung ist der Kühler mit dem später zu verwendenden Öl gründlich auszuspülen; dieses Öl kann nach entsprechender Reinigung wieder als Nachfüllöl benutzt werden.

Um Luftsäcke auf der Ölseite des Kühlers zu vermeiden, läßt man bei Dampfturbinenanlagen durch eine dünne Leitung ständig eine geringe Ölmenge in den Ölbehälter übertreten (Abb. 8). Zum Auffangen von Lecköl besitzen die Kühler vielfach angegossene Rinnen. In einigen Fällen steht der Kühler in einer Ölfangschale aus Stahlblech.

Bei kleineren Ölkühlern bis zu etwa 2 m^2 Kühlfläche werden bei einigen Bauarten die Kühlrohre eingelötet; bei größeren Kühlern werden zweckmäßigerweise die Kühlrohre nicht eingelötet, da die durch die Wärmedehnung der langen Rohre hervorgerufenen Spannungen die Lötstellen unter Umständen zerstören können.

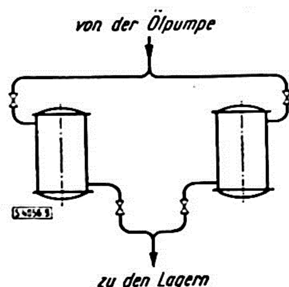
Das Eindringen von Öl in den Wasserkreislauf infolge von Undichtheiten am Ölkühler läßt sich leicht durch Beobachten des ablaufenden Kühlwassers feststellen. Wenn das gesamte Kühlwasser nicht offen auslaufen kann, so ist es doch möglich, eine geringe Ablaufwassermenge für diesen Zweck abzuzweigen. Zum Überwachen des Wasserflusses werden verschiedentlich Schaugläser in die Ablaufleitungen eingebaut.

Die Anordnung eines Ölkühlers für eine Dampfturbinenanlage zeigt Abb. 8, woraus auch gleichzeitig die Einschaltung in den Kühlwasser- und Ölkreislauf zu ersehen ist.

In allen Fällen, in denen der Ölkühler ununterbrochen im Betrieb sein muß und außerdem eine schnelle Ölverschlammung oder stark absetzendes Kühlwasser zu erwarten ist, empfiehlt es sich, zwei Ölkühler vorzusehen, von denen jeder für die volle Leistung auszulegen ist. Um sehr große Kühlerabmessungen zu vermeiden, ist es bei großem Kühlflächenbedarf zweckmäßig, mehrere Kühler aufzustellen, von denen stets einer für die Reinigung zur Verfügung steht.

Die Schaltung der Ölleitungen mehrerer Kühler zueinander geschieht parallel oder hintereinander. Für die Auswahl der Schaltart sind die Durchflußwiderstände der Ölkühler von ausschlaggebender Bedeutung und in Ab-

Abb. 9. Parallelschaltung von Ölkühlern



hängigkeit zu bringen von den Pumpen und den nach- wie parallelgeschalteten Widerständen. Hohe Öl- und Wasserdurchflußgeschwindigkeiten bringen gute Wärmeübertragungswerte.

Die Parallelschaltung von Ölleitungen gemäß Abb. 9 ist am verbreitetsten. Hin und wieder ist eine Hintereinanderschaltung mehrerer Kühler angebracht, wobei darauf zu achten ist, daß sie übersichtlich ist und bei Ausschalten eines Kühlers nicht zu Störungen Anlaß gibt. Abb. 10 zeigt eine falsche Schaltung, die sich als nachteilig erwies. Die richtige Hintereinanderschaltung zeigt Abb. 11. Hierbei werden Wechselventile verwendet, die stets einen Durchgang freilassen. Zweckmäßig ist es, sämtliche Hähne und Ventile des Ölkreislaufes zu sichern, damit unbefugtes Öffnen bzw. Schließen nach Möglichkeit vermieden wird.

Reinigung

Die Reinigung der Ölkühler ist auf der Wasserseite einfach, da das Innere der Kühlrohre meist gut zugänglich ist. Bei vielen Bauarten genügt es, den oberen Deckel abzunehmen, um sämtliche Rohre zur Reinigung freizulegen. Der Kesselsteinansatz kann wie bei den Kondensatorrohren durch Bürsten, in schweren Fällen durch mit Vorsicht anzuwendende Säure entfernt werden.

Ölseitig sollten Ölkühler nach Möglichkeit mindestens alle Jahre einmal, und zwar sehr sorgfältig, gereinigt werden. Alterungsstoffe setzen sich in erster Linie an der kältesten Stelle, also im Ölkühler, ab. Sie verschlechtern den Wärmedurchgang und bewirken, daß die Temperatur der Ölfüllung steigt. Dadurch wird die Alterung des Öles beschleunigt. Es ist immer zu beachten, daß Schlammreste und Unreinigkeiten, die vom Altöl

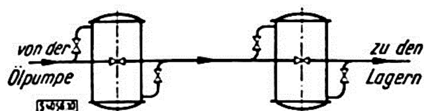


Abb. 10. Falsche Hintereinanderschaltung von Ölkühlern
Bei Schaltungsfehlern Störungsgefahr

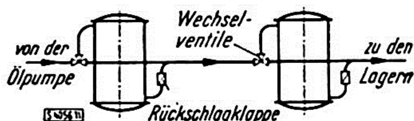


Abb. 11. Richtige Hintereinanderschaltung von Ölkühlern
Mit Hilfe der Wechselventile kann stets ein Durchgang freigelassen werden

zurückgelassen werden, zerstörend auf das neu einzufüllende Öl wirken.

Die Rohrbündel werden teilweise mit Soda, Ätznatron, P_3 oder ähnlichen alkalischen Mitteln behandelt und, wenn irgend möglich, ausgekocht unter ständiger Bewegung des Rohrbündels. Bei dieser Reinigung ist unbedingt darauf zu achten, daß die gereinigten Teile hinterher mit einem scharfen heißen Wasserstrahl abgespült werden, da die Ölmenge bereits durch geringe Alkalireste zerstört und somit der gewünschte Zweck nicht erreicht wird.

In einigen Fällen werden Trichloräthylen, Benzol oder ähnliche Mittel zum Reinigen benutzt. Diese Reinigungsmittel können nur mit äußerster Vorsicht wegen der damit verbundenen Gesundheitsgefahr benutzt werden. Vor allen Dingen ist darauf zu achten, daß die Arbeitsplätze gut entlüftet sind, damit die entweichenden Dämpfe nicht in den Arbeitsbereich der Arbeiter gelangen. Noch besser ist es, wenn die Arbeiter Frischluftgeräte oder Gasmasken tragen. Die Arbeiten mit diesen oder ähnlichen Reinigungslösungen dürfen nur von Arbeitern ausgeführt werden, die über die Gefahren der Lösungsmitteldämpfe eingehend unterrichtet worden sind. Auch dürfen die Arbeiter nicht hautempfindlich sein.

Nach dem Reinigen ist darauf zu achten, daß die Lösungsmittel wieder restlos entfernt werden. Ein Nachspülen mit Neuöl ist vorteilhaft; dieses Spülöl kann nach dem Filtrieren oder Schleudern ohne weiteres wieder als Nachfüllöl verwendet werden.

In einigen Fällen kann auch heißes Spülöl vorteilhaft zur Reinigung der Kühler Anwendung finden.

Putzwolle oder fasernde Lappen dürfen wegen der zurückbleibenden Fasern unter keinen Umständen zum Reinigen der Ölkühler benutzt werden.

Die Kühler für Umspanner sind zum Schluß der Reinigung entweder mit heißem Spülöl oder zumindest mit heißer Preßluft zu behandeln.

Schrifttum

E. Heinrich und *E. Stückle*, Wärmeübergang von Öl an Wasser in einfachen Rohrleitungen und Kühlapparaten. VDI-Forschungsheft 271. Berlin 1925.

P. Danninger, Berechnung der Öltemperaturen von Ölkühlern. Elektrizitätswirtsch. Bd. 29 (1930) S. 325.

E. A. Kraft, Die Dampfturbine im Betriebe. Berlin 1935.

H. Richter, Über die Größe der Ölfüllung von Dampfturbinen. Elektrizitätswirtsch. Bd. 33 (1934) S. 322.

Ölbewirtschaftung. 2. Aufl. Berlin 1937.

F. L. Hana, Turbinenölpflege im Großkraftwerk. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 16 (1935) S. 299.

E. Uhthoff, Ölpflege bei Industrieturbinen. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 17 (1936) S. 339.

K. Beyer, Betriebseignung von Rohrleitungsdichtungen. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 16 (1935) S. 123.

Krümer, Vorübergehender Rostschutz. Wärme Bd. 58 (1935) S. 700.

Generator-Luftkühler

Bearbeiter: O. Grossbruchhaus, Berlin

Vorteile und Anwendungsbereich

Das Kreislauf-Kühlverfahren, das die Kühlung der Maschinenwicklungen durch gefilterte Frischluft heute nahezu verdrängt hat, hat folgende unverkennbaren Vorteile:

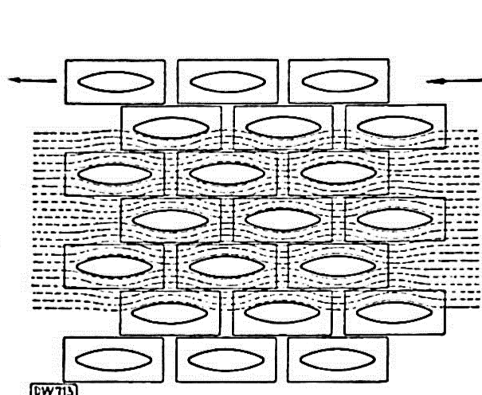
1. Die in stetem Kreislauf geförderte Kühlluftmenge ist bei guter Abdichtung von Maschine und Lufträumen gegen Außenluft fast vollkommen rein und trocken.
2. Wegen der Abhängigkeit der Temperatur dieser Luft von dem zur Verfügung stehenden Kühlwasser sind die Temperaturschwankungen Sommer/Winter bedeutend geringer als bei Frischluft, dadurch wird der Isolierstoff der Wicklungen besonders geschont und die Lebensdauer der Maschine heraufgesetzt.
3. Durch den Abschluß der Maschinen-Einheit gegen Außenluft sind auch die Gefahren von Maschinenschäden durch Gase oder Dämpfe (Rohrbruch) im Maschinenraum fast restlos beseitigt.
4. Ferner ist beachtenswert, daß nach Einstellung der Wasserzufuhr zum Luftkühler kaum noch eine Wartung nötig ist, während die früher verwendeten ölbenetzten Filter dauernd Beobachtung und Reinigungsarbeit verlangten.

Kreislaufkühlung ist anwendbar bei allen elektrischen Maschinen geschlossener Bauart, wie Generatoren, Motoren, Einanker-Umformern, Phasenschiebern usw., die Eigenbelüftung besitzen oder sonstwie mit Luft gekühlt werden. Maschinen mit Eigenbelüftung geben den erforderlichen statischen Druck für die Überwindung der Gesamtwiderstände im Luftkreis nur bei genügend hoher Drehzahl. Langsamläufer mit einer Drehzahl unter 1000 U/min bringen normalerweise den erforderlichen Druck für Kühlerbetrieb nicht mehr auf, es sei denn, daß die Lüfter mit sehr großen Durchmessern ausgeführt werden können, wie es bei den Wasserkraft-Generatoren der Fall ist.

Bauarten

Die heute bekannten Luftkühler-Bauarten werden zweckmäßig nach Rohrform oder Bauart (bzw. nach Anordnung oder Unterteilung) unterschieden.

Rohre. Fast durchweg werden Rippenrohre für den Kühlkörper verwendet, und zwar schlankelliptische Rohre in Rechteckrippen (Abb. 1), Rundrohre in runden Rippen, oder mehrere runde Rohre in einer Rechteckrippe vereinigt (Abb. 2). Das elliptische Rohr, der strömungstechnischen Bestform weitest angenähert, läßt bei gegebenem Druckverlust größere Luftgeschwindigkeiten zu als das Rundrohr. Daraus ergibt sich infolge höherer Wärmeleistung der Vorteil kleineren Raumbedarfes.



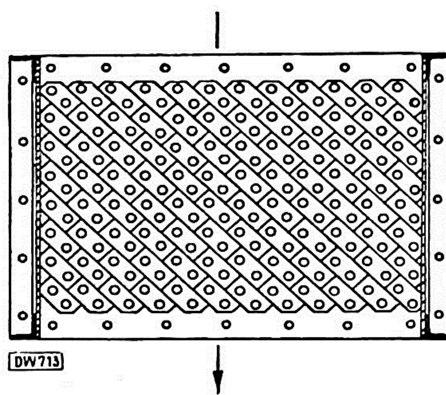


Abb. 1. Anordnung elliptischer Rippenrohre

Abb. 2. Anordnung der Doppelrohre mit Rechteckkippen

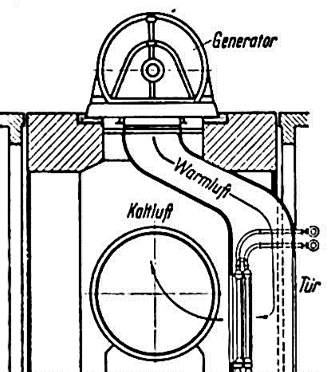
Kühler-Bauarten mit Glattrohren (ohne Rippen) haben sich in der Praxis wegen der verschiedensten Nachteile (sehr große Rohrzahl, übermäßiger Raumbedarf, starke Schwitzwasserbildung) nicht bewährt und werden wohl heute kaum noch ausgeführt.

Anordnung. Kreislaufkühler werden, je nach den Raumverhältnissen und Betriebsbedingungen, mit stehenden (Abb. 3) oder liegenden Rohren (letztere waagerecht oder unter einem Winkel geneigt) in großer Kaltluftkammer (Abb. 4)[1]) oder Luftkanälen (Abb. 5) angeordnet. Die Einschaltung einer großen Luftkammer hinter dem Kühler bietet den Vorteil der plötzlichen Herabsetzung der Luftgeschwindigkeit, wodurch etwa mitgerissenes Schwitz- oder Leckwasser mit Sicherheit ausgeschieden wird. Der Einbau von Luftkühlern in Kanälen ermöglicht eine vollkommene Zugänglichkeit des Kühlers oder auch des Kondensators. Neuerdings werden bei großen Maschinen die Kühlelemente auch unmittelbar am Generator auf Maschinenflur angebaut (Abb. 6)[2]) oder zwischen Kondensator und Generator gelegt, wenn genügend Bauhöhe vorhanden ist (Ljungström-Anordnung). Bei geringeren Kellerhöhen ordnet man die Kühler neben den Fundamenten in gemauerten Luftkammern oder zwischen Blechkanälen an, die mit den Luftstutzen der Maschine durch besondere Zwischenstücke (Lederbälge) elastisch verbunden sind.

Kühlerunterteilung. Wegen leichteren Zusammenbaues oder einfacherer Instandsetzung unterteilt man größere Luftkühler zweckmäßig in nebeneinander liegende Blöcke (Abb. 5). Die in den Abb. 3 und 4 dargestellte weitergehende Unterteilung des Kühlers in der Luftrichtung ermöglicht die Auswechslung einzelner Rohre in jedem Element, ohne es zerlegen zu müssen. Bei Kühlern, die mit sehr schlechtem Betriebswasser arbeiten und wo eine Kühlerreinigung während des Betriebes möglich sein muß, empfiehlt sich eine Unterteilung in Tiefenreihen, d. h. in schmale, parallel zur Luftrichtung nebeneinander angeordnete Rohrgruppen, die einzeln absperrbar sind.

---

1) DRP 430 415 u. 467 835.
2) DRP 499 530.



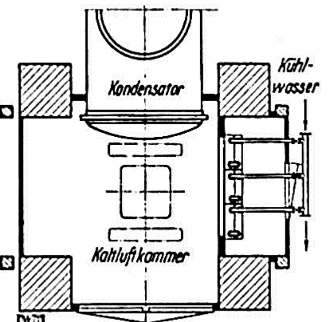
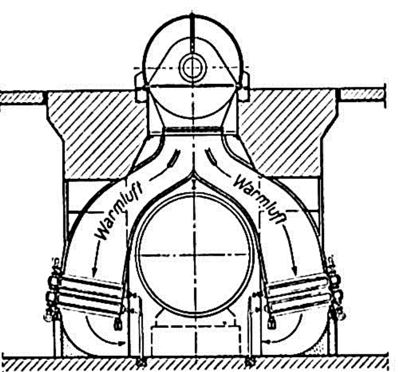


Abb. 3. Stehende Kühleranordnung auf Kellerflur mit großer Kaltluftkammer



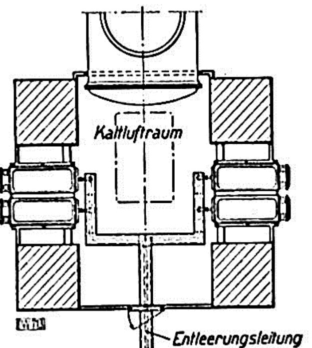
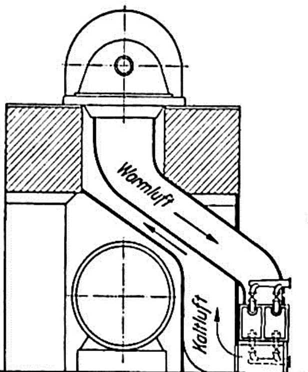


Abb. 4. Liegende, geteilte Anordnung eines Kreislaufkühlers für größere Maschineneinheiten



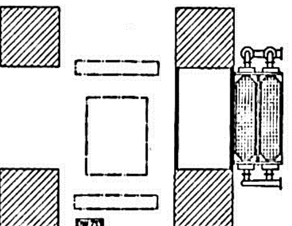
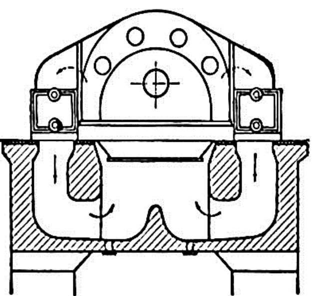


Abb. 5. Liegende Anordnung eines Luftkühlers auf Kellerflur, nur mit Luftkanälen



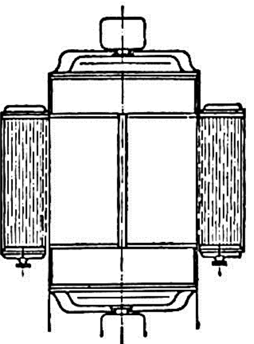


Abb. 6. Einbau eines waagerechten Luftkühlers unmittelbar an der Maschine auf Maschinenflur

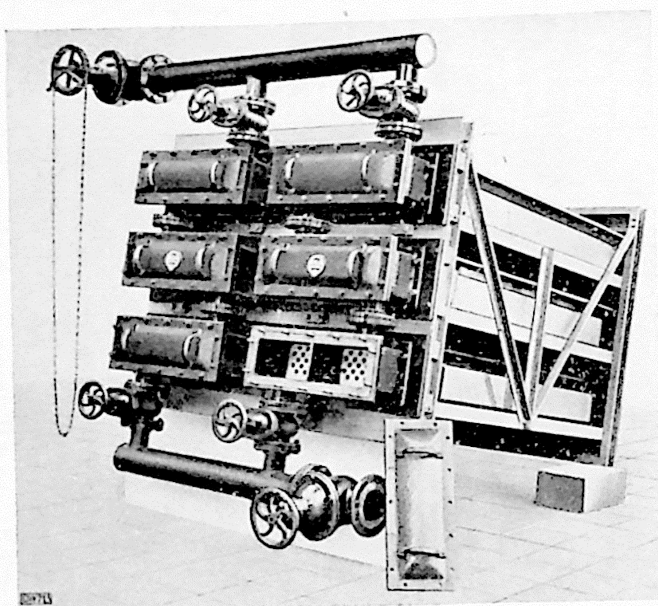


Abb. 7. Ausgebauter, waagerechter Kreislaufkühler mit besonderer Wasserkammer

Abb. 7 zeigt einen größeren Kühler, bei welchem besondere Wasserkammern angebracht sind, die eine Deckelabnahme ohne jede Rohrmontage — also schnellere Reingung während des Betriebes — ermöglichen.

Werkstoffe

Für normale gute Betriebswässer (Inland) genügt als Werkstoff für die Rohre Messing, besser bewährt sich jedoch Kupfer, oder wegen der größeren Homogenität Elektrolytkupfer. Je gleichmäßiger der Werkstoff, desto geringer ist die Korrosionsgefahr. Die wasserberührte Fläche muß so glatt und gleichmäßig als möglich sein und darf keine Ziehriefen, Schlackeneinschlüsse oder Poren aufweisen. Sie bleibt am besten roh, also unverzinnt, da bereits geringe Unregelmäßigkeiten des Schutzüberzuges eine Elementbildung einleiten und zerstörende Einflüsse nach sich ziehen können. Die Rippen werden aus Kupfer, Messing oder Eisen gestanzt und durch Verzinnung zur Erzielung besten Wärmeüberganges mit den Rohren verbunden. Die Rohrböden bestehen im Normalfalle aus Schmiedeeisen, die Kammern aus Gußeisen oder Schmiedeeisen geschweißt. Die Rohre müssen deshalb sorgfältigst, möglichst mit mehreren Dichtrillen, eingewalzt werden. Als Dichtungsmaterial zwischen Kammern und Böden dient Gummi.

Für salz- und säurehaltige Wässer sollen die Rohre in jedem Fall aus bestem Werkstoff, möglichst Elektrolytkupfer, bestehen, welches sich auch für Seewasser gut bewährt hat. Darüber hinaus wird für Seewasserkühler noch Kupfernickel mit 20, besser 30 % Nickel, oder heute Aluminium-Messing verwendet. Die Rohrböden sollen wegen der Korrosionsgefahr

möglichst aus gleichartigem Stoff, also aus Hartkupfer oder Muntzmetall, hergestellt sein. Für die Kammern verwendet man bei Seewasser zweckmäßig Marine-Bronze; falls Gußkammern wegen des niedrigeren Preises geliefert werden sollen, müssen sie innen einen säurefesten Anstrich erhalten, der von Zeit zu Zeit zu erneuern ist.

Das Gehäuse muß luftdicht sein und einen einwandfreien dichten Abschluß an die Luftkanäle oder Außenwände ermöglichen. Man sehe in jedem Falle auch auf eine haltbare, verwindungsfreie Gehäuseausbildung jedes Blockes oder Elementes, damit beim Transport oder Reinigungsausbau eine Beschädigung der Rohre und Einwalzstellen unmöglich ist.

Technische Anforderungen

Physikalisch hat der Luftkühler die Aufgabe, der vom Generator kommenden, im Kreislauf geförderten Kühlluftmenge die in der Maschine als Wärme aufgenommene Verlustenergie zu entziehen und an das Kühlwasser abzuführen, d. h. die im Generator erwärmte Luft auf ihre ursprüngliche Eintrittstemperatur wieder abzukühlen. Diese Temperatur darf nach den „Regeln für die Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen“ (REM 1930) den Wert von 35°C nicht überschreiten. Da aber u. U. noch mit einer Wiedererwärmung der Luft auf dem Weg vom Kühler zur Maschine zu rechnen ist, soll die Temperatur der aus dem Kühler kommenden Luft höchstens etwa 32°C betragen. Mit Rücksicht auf eine dauernde Betriebssicherheit der elektrischen Maschinen, auch bei Belastungsstößen, darf diese Höchsttemperatur nur an den heißesten Sommertagen — und auch dann nur vorübergehend (höchstens einige Stunden) — zugelassen werden. Für den Jahresdurchschnitt muß sie wesentlich tiefer liegen. Die Kaltlufttemperatur wird daher zweckmäßig der Kühlwassertemperatur so weit angenähert, wie es mit Rücksicht auf die Kühlfläche des Luftkühlers wirtschaftlich tragbar ist.

Durch den Einbau eines Luftkühlers, der dem umlaufenden Luftstrom einen zusätzlichen Widerstand bietet, wird die Kühlluftmenge des Generators je nach der Kennlinie des Lüfters herabgesetzt. Der Kühlerwiderstand muß sich deshalb den Maschinenbedingungen anpassen und kann nur vom Lieferer der elektrischen Maschine oder des Lüfters festgesetzt werden (s. Absatz: Der Luftweg). Für marktgängige Stromerzeuger mit einer Drehzahl von 3000 U/min sind Kühlerwiderstände je nach Maschinengröße von 5 bis 50 mm WS gebräuchlich.

In Werkstoff und Bauart muß ein Kühler vor allem die Forderungen der größten Betriebssicherheit, d. h. Gewähr für absolute Dichtheit der Wasserseite, erfüllen.

Theoretische Grundlagen

Wenn Q die vom Kühler abgeführte Wärmemenge [kcal/h], F die luftberührte Kühlfläche [m²], k die Wärmedurchgangszahl [kcal/m² h°] und Δt der mittlere (wirksame) Temperaturunterschied zwischen Wasser und Luft [°C] ist, so besteht die Beziehung:

$$Q = F \cdot k \cdot \Delta t.$$

Die Gleichung besagt, daß bei gegebenem Q und Δt zur Erreichung kleiner, billiger Kühlfläche k_{max} angestrebt werden muß. k ist nach der Gleichung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_L} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{d}{\lambda}$$

abhängig von den beiden α (Wärmeübergangs)-Werten [kcal/m² h°] für Luft und Wasser. Der Wert d/λ ist wegen der zur Verwendung kommenden geringen Wanddicken d [m] der Rohre und hoher Wärmeleitzahl λ [kcal/m h°] der verwendeten Rohrwerkstoffe sehr klein und kann vernachlässigt werden. Auch α_L ist gegenüber α_W sehr klein. Wenn aber von den α-Werten, welche k bestimmen, einer sehr klein ist, so hängt k praktisch nur von diesem Wert ab und ist auch nur wenig kleiner als dieser. Zur Verbesserung des für k wichtigen α_L-Wertes vergrößert man die luftberührte Oberfläche durch aufgesetzte Rippen und geht bis zu einer 8 bis 12fachen Oberfläche gegenüber der wasserberührten. Hierdurch wird α_L — auf die Rohrwand bezogen — entsprechend vergrößert und k verbessert nach der angenäherten Gleichung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{10\,\alpha_L} + \frac{1}{\alpha_W}$$

oder, auf luftberührte Kühlfläche bezogen:

$$\frac{1}{10\,k} = \frac{1}{10\,\alpha_L} + \frac{1}{\alpha_W} \quad \text{oder} \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_L} + \frac{10}{\alpha_W}.$$

Genaue Berechnungsmethoden des k-Wertes von Rippenrohren, vor allem für Rechteckrippen, fehlen; für Rundrohre gibt „Hütte“ [3]) folgende Formel:

$$\alpha\ (\text{Rippenrohr}) = \xi\,\alpha\ (\text{Glattrohr}), \text{ wobei } \xi = 0{,}4 \text{ bis } 0{,}6 \times F_a/F_i.$$

In dieser Formel ist berücksichtigt, daß die Temperatur längs der Rippen abnimmt.

Rippenrohre haben, wie bereits eingangs erwähnt, höhere Wandtemperaturen der luftberührten Fläche als Glattrohr, also geringere Schwitzwasserbildung. Da sich bekanntlich bei einem Temperaturgefälle zwischen zwei durch eine Wand getrennten Wärmeträgern der Temperatursprung von den Wärmeträgern zur Wand umgekehrt proportional den α-Werten einstellt, also

$$\frac{\Delta t_L}{\Delta t_W} = \frac{\alpha_W}{\alpha_L}$$

ist, ergibt sich bei Glattrohren luftseitig eine Wandtemperatur, die nur wenig über der Kaltwassertemperatur liegt. Beim Rippenrohr wird nach der Gleichung

$$\frac{\Delta t_L}{\Delta t_W} = \frac{\alpha_W}{10\,\alpha_L}$$

die Temperatur der luftberührten Oberfläche wesentlich höher. Schwitzwasser tritt also erst bei viel höherer Sättigung oder Temperatur auf als bei Glattrohr.

3) 26. Aufl. Bd. 1 S. 505.

Da die α- und damit die k-Werte in bestimmten Grenzen wesentlich von der Strömungsgeschwindigkeit v des Wärmeträgers oder Kühlmittels abhängen, sollen die größten Geschwindigkeiten angewendet werden, soweit sie hinsichtlich Druckverlust und Kühlflächenkosten noch wirtschaftlich sind. Anderseits steigt die Wärmedurchgangszahl k und damit die Kühlerleistung nicht p r o p o r t i o n a l v und nimmt mit höheren Geschwindigkeiten immer weniger zu. Deshalb liegt die wirtschaftliche Entscheidung über die Kühlerbemessung lediglich beim Erbauer des Kühlers. Praktisch wählt man die Luftgeschwindigkeiten zwischen 4 bis 8 m/s, die Wassergeschwindigkeiten zwischen 0,5 bis 1,5 m/s, wofür sich je nach Rohrform und Bauart k-Werte zwischen 25 bis 70 kcal/m² h° ergeben.

Eine Einheitskurve für k-Werte läßt sich nicht geben, weil dafür Rohrform, Anordnung, sowie Rohr- und Rippengröße, ferner Werkstoff und Rippenabstand, bestimmend sind. In Abb. 8 gibt die ausgezogene Kurve Mittelwerte für ein kupfernes Rippenrohr guter Bauart für v_{Wasser} konst $= 1{,}2$ m/s abhängig von v_{Luft} an. Die gestrichelte Kurve zeigt den Verlauf der k-Werte für v_{Luft} konst $= 5$ m/s bei verschiedenen Wassergeschwindigkeiten. Die Zusammenstellung läßt deutlich erkennen, daß die Luftgeschwindigkeit den k-Wert wesentlich mehr beeinflußt, als v_{Wasser} und bestätigt die oben angegebenen Grenzwerte.

Die eingetragenen Betriebspunkte wurden an zwei größeren Kühlern gleicher Leistung und gleicher technischer Bedingungen in einem Großkraftwerk genommen, wovon einer mit elliptischen und der andere mit runden Rippenrohren ausgerüstet ist.

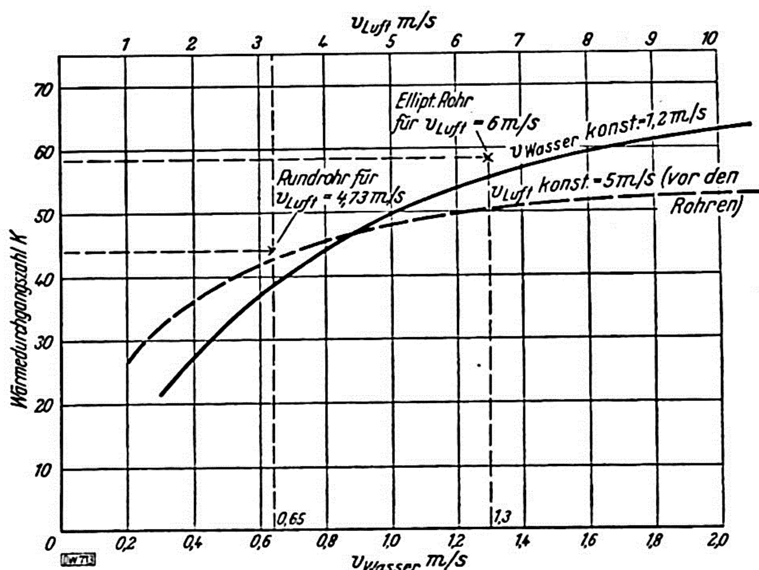


Abb. 8. Wärmedurchgangszahlen eines kupfernen Rippenrohres, abhängig von Luft- oder Wassergeschwindigkeit. In die Darstellung ist noch je ein Betriebsmeßpunkt für Kühler mit runden bezw. elliptischen Rohren eingetragen

Da, wie oben gesagt, k von dem kleinsten α-Wert abhängig ist und dieser auf der Luftseite liegt, macht sich Wärmeleitungsrückgang durch Verschmutzung auf der Kühlwasserseite (umgekehrt wie bei Kondensatoren) nur allmählich bemerkbar. Es ergeben sich daher, selbst bei schmutzigen Kühlwässern, ungestörte Betriebsabschnitte von langer Dauer.

Entwurfsgesichtspunkte

Der Wasserweg. Wenn die abzuführende Wärmemenge Q in kcal/h genannt ist, soll die Wassermenge mindestens $Q/10$ in kg betragen. Bei noch kleineren Mengen müssen wegen der für die Kühlleistung erforderlichen Wassergeschwindigkeit mehr Wasserwege im Kühler angeordnet werden als normal notwendig; das bedingt einen höheren Druck für das Betriebswasser. Eine Steigerung der Wassermenge über $Q/4$ ist zwecklos, da sich damit keine wesentliche Verbesserung der k-Werte mehr erzielen läßt und nur ein unnützer Kraftaufwand entsteht.

Die Forderung, daß die im Sommer auftretende Höchsttemperatur der Kühlluft rd. 32°C (entsprechend 35°C nach REM) betragen darf, kann in Deutschland nur bei Brunnen-, Fluß- und Seewasser erfüllt werden (Abb. 9). Das Rückkühlwasser, welches in Kühlturm-Kraftwerken zur Verfügung steht, hat im Sommer weit höhere Temperaturen (Abb. 10). Daher muß hier für den Luftkühler ein anderes Kühlmittel, und zwar zweckmäßig das Kühlturm-Zusatzwasser, verwendet werden. Dieses muß aber dauernd fließen und in ausreichender Menge entsprechend den obigen Angaben zur Verfügung stehen, was im Normalfalle zutrifft. Bei gleichzeitiger Verwendung dieses Zusatzwassers für Ölkühler der Turbo-Aggregate schaltet man die Apparate hintereinander, derart, daß zuerst der Luftkühler und dann der Ölkühler beaufschlagt wird.

Bei Anlagen mit dauernd kaltem Kühlwasser, d. h. auch im Sommer, ist eine dauernde oder zeitweilige Kühlung mit dem Turbinenkondensat möglich. Da durch diese Kühlart die Verlustwärme der elektrischen Maschine nahezu vollständig im Kondensat zurückgewonnen werden kann, hat man die Möglichkeit, die Wärmebilanz günstig zu beeinflussen. Bei reiner Kondensatkühlung muß geprüft werden, ob die bei kleinen Lasten anfallenden Kondensatmengen ausreichen und die Lufttemperaturen nicht zu hoch ansteigen (Abb. 11). Ergeben sich jedoch für diese Schaltungen im Sommer sehr hohe Kondensattemperaturen, während die Mitteltemperaturen niedrig sind, empfiehlt sich die Einschaltung von Stufenkühlern [4]), wobei der Hauptteil des Luftkühlers mit Kondensat betrieben und eine nachgeschaltete Kaltwasserstufe für die Spitzentemperaturen im Sommer mit Frischwasser beaufschlagt wird. Diese Stufenkühler werden zweckmäßig so ausgelegt, daß 7 bis 8 Monate nur mit reiner Kondensatbeaufschlagung wegen restlosen Wärmerückgewinnes gefahren wird und die Zusatzstufe je nach Lage der Temperaturen in den übrigen Monaten mitarbeitet. Die Betriebsverhältnisse für einen Stufenkühler müssen in jedem Einzelfalle genauestens geprüft und die Schaltungsarten festgelegt werden.

---

[4]) DRP 425 703.

Abb. 9. Jahrestemperaturen für Gebrauchswässer und Kondensate (Deutschland)

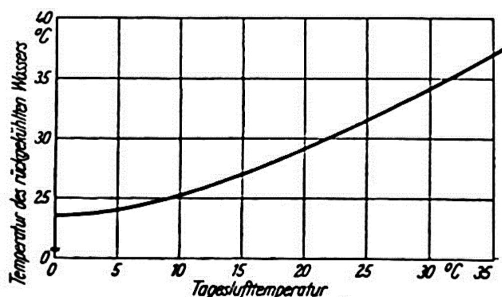


Abb. 10. Rückkühlbarkeit des Wassers im Kühlturm. Der wiedergegebene Temperaturverlauf berücksichtigt bereits die für Deutschland geltenden durchschnittlichen Sättigungsgrade der Luft bei den verschiedenen Temperaturen

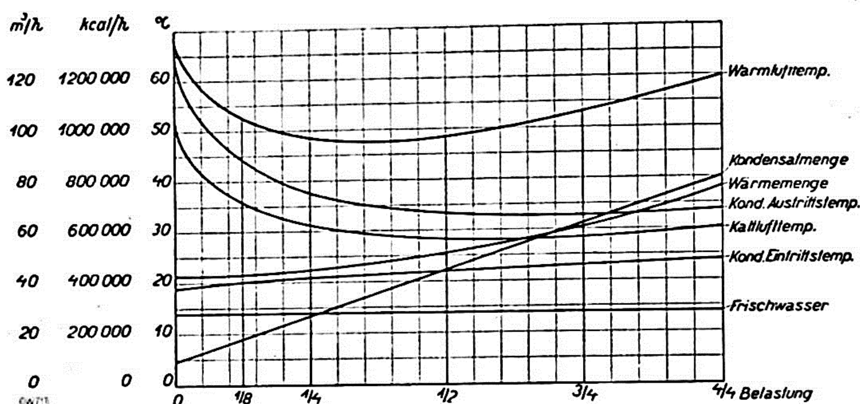
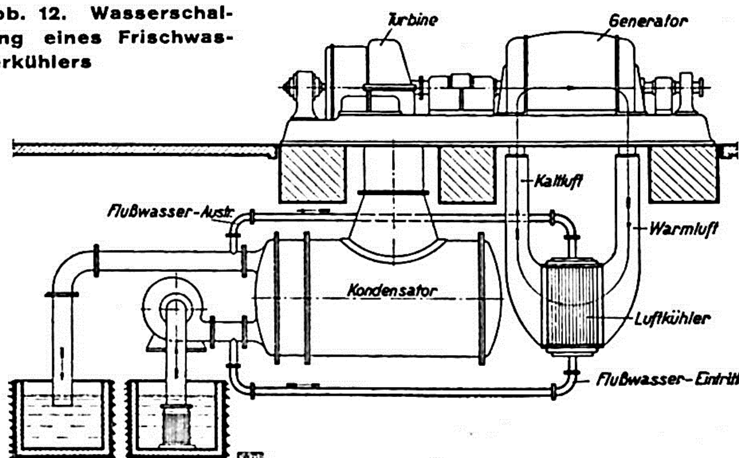


Abb. 11. Betriebswerte eines Kondensatkühlers
Abhängigkeit der Temperaturen von Kondensatmenge und Belastung

Stufenkühler sind teurer als Frischwasserkühler, aber durch den Wärmegewinn amortisierbar. Man wendet sie auch in vereinzelten Fällen bei Kraftwerken an, die mit Kühltürmen arbeiten, aber unter einem gewissen Frischwassermangel leiden. Die oben erwähnte Kondensatstufe wird dann mit Kühlturmwasser betrieben. In solchen Fällen untersuche man, ob der Kühler nicht noch als einstufiger Kühler zu bauen ist, wenn die beiden Betriebswässer vor dem Kühler gemischt werden. Die Erwärmung des für die Beaufschlagung des Luftkühlers verwendeten Kühlturm-Zusatzwassers durch die zugeführte Verlustwärme ist so gering, daß sie für das Kondensationskühlwasser, also auch für das Turbinen-Vakuum, praktisch belanglos ist. Die Temperaturerhöhung beträgt z. B. für 60 fache Kühlwassermenge rd. $^1/_{10}$° C.

Abb. 12. Wasserschaltung eines Frischwasserkühlers



Die Luftkühler sind in die vorhandenen Wasserwege zweckmäßig nach Abb. 12 bis 14 einzuschalten. Bei Kraftschluß ist darauf zu achten, daß der Kühlerwiderstand nicht größer als der Kondensatorwiderstand ist und der Kühlerscheitelpunkt nicht höher liegt, als die höchste Stelle des Kondensators. Der Kühlwasserablauf ist an den abfallenden Strang der Kondensator-Kühlwasserleitung zu legen, damit bei Auslösung des Kraftschlusses im Kondensator der Kühler ebenfalls durch den Unterdruck aufgefüllt wird. Entlüftung der höchsten Stellen des Kühlers wird deshalb zweckmäßig an den höchsten Punkt der Kraftschlußleitung vom Kondensator geführt, oder — wo dieses nicht möglich — an die Luftpumpenleitung. Über Kondensator oder auf Maschinenflur angeordnete Kühler erfordern bei Kraftschluß der Kondensation gegebenenfalls eine besondere Pumpe.

Der Luftweg. Kühler und Kanäle setzen dem Luftstrom zusätzlichen Widerstand entgegen, der die Luftmenge herabsetzt. Über das Maß des

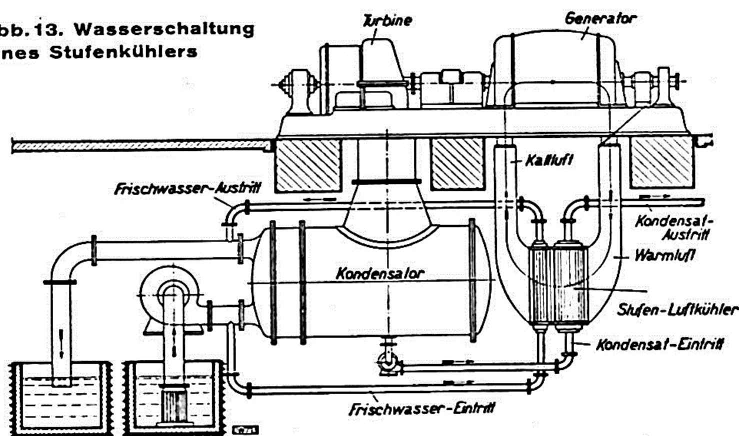
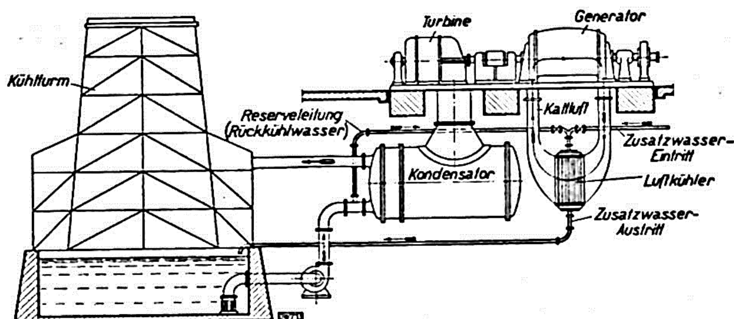


Abb. 13. Wasserschaltung eines Stufenkühlers

Abb. 14. Wasserschaltung eines Luftkühlers für den Betrieb mit Zusatzwasser



Rückganges kann nur die Kennlinie des Lüfters, die nur durch Versuche zu ermitteln ist, Aufschluß geben. Da die Lüfter von elektrischen Maschinen in unregelmäßig gebauten Druckgehäusen arbeiten, liegen Kennlinien kaum vor, weshalb die Lieferfirma nur auf Grund von Versuchen Angaben über zulässige Kühlerwiderstände machen kann. Die statischen Drücke hängen auch von der Umfangsgeschwindigkeit der Lüfter ab und sind bei schnellaufenden Maschinen mit 3000 U/min am günstigsten. Sie sind aber auch von der Maschinengröße abhängig. Gebräuchliche Mittelwerte für Generatoren mit 3000 U/min:

Generatorleistung:	2000 bis 6000	6000 bis 15 000	15 000 bis 30 000	30 000 bis 50 000	KVA
Luftwiderstand im Kühler:	15 bis 25	25 bis 35	35 bis 40	40 bis 50	mm WS

Der Lüfter erzeugt im Luftkreislauf ein Über- und Unterdruckgebiet. Überdruck begünstigt die Luftverluste, Unterdruck den unerwünschten Luftzutritt von außen. Daneben sind die künstlichen, d. h. gewollten Luftverluste, z. B. an den Stopfbuchsen von Generatoren, zu berücksichtigen, die im Unterdruckgebiet wieder ersetzt werden müssen. Bei kleineren Maschinen läßt man die notwendige Zusatzluft durch die mit Filz usw. ausgestopften Zwischenräume zwischen Maschine, Kanälen und Kühler, bei größeren Maschinen-Einheiten zweckmäßiger durch eingebaute poröse und ölbenetzte Filter zutreten. Für gut abgedichtete Anlagen kann nach Versuchen für Zusatzluft gerechnet werden:

Maschinenleistung in kW	5000 bis 10 000	10 000 bis 20 000	20 000 bis 30 000	30 000 und mehr
Luftverluste in % der umlaufenden Luftmenge	4 bis 3,5	3,5 bis 2,5	2,5 bis 1,5	1,5 bis 0,5

Bei schlechter Abdichtung der Unterdruckräume besteht Gefahr des Eindringens von staubhaltiger Luft oder Gasen bzw. Auftreten von Schwitzwasser durch stark gesättigte Luft aus heißem Keller oder dampfhaltigen Räumen. Große Luftverluste im Druckraum sind bei gut abgedichteten Saugräumen an zu starkem Unterdruck bemerkbar. Zulässig sind für diesen etwa 20 bis 40 mm WS. Schwitzwasser in großen Mengen kann der Maschinenwickelung und als Kondensat dem Kühlermaterial u. U. gefährlich werden. Es läßt sich durch weitestgehende Behebung von Undichtheiten an Maschine und Kanälen oder durch Drosseln des Kühlwassers unterbinden, soweit es die damit steigende Kaltlufttemperatur zuläßt. Wenn trotzdem noch Schwitzwasser auftritt, empfiehlt sich die Wasserumschaltung auf Gleichstrom nach Abb. 15, was aber nur bei ganz kalten Wässern in Frage kommt.

Neuerdings werden Sonderbauarten geliefert, bei denen der Lüfter durch den Generator saugt und die Luftmenge mit dem vollen statischen Überdruck durch Luftkanäle und Kühler zum Eintritt in den Generator fördert. Diese Anordnung hat den Vorteil, daß die Kompressionswärme des Lüfters ebenfalls im Kühler abgeleitet wird und nicht, wie bei der früheren Anord-

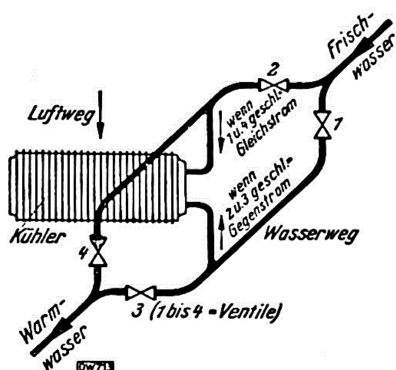


Abb. 15. Schaltskizze eines Luftkühlers für Gegen- und Gleichstrom

nung, die Lufttemperatur im Generator zusätzlich erhöht. Für diese Lufterwärmung durch die Arbeit des Ventilators werden Werte von 1,5 bis 4°C genannt. Sie sind selbstverständlich abhängig von Bauart, Drehzahl und Wirkungsgrad des Lüfters. Für die neue Anordnung der Luftrichtung gelten vorstehende Angaben selbstverständlich nicht, da sämtliche Kanäle und Lufträume unter einem Überdruck von 300 bis 500 mm stehen können. Dies bedingt, daß die Lufträume ganz besonders dicht hergestellt werden, damit die Luftverluste auf ein Mindestmaß gesenkt werden. Für Zusatzluft ist dann an dem Nullpunkt des Kreislaufes, der nur durch Versuche festgestellt werden kann, an der Maschine selbst ein Einlaß zu schaffen, der durch ein ölbenetztes Filter zu verschließen ist. Der hohe Überdruck bewirkt in den Kanälen Flächenbelastungen, die bei der Konstruktion der Wände berücksichtigt werden müssen.

Wirtschaftliche Kühlflächenbemessung. Da für einen hohen Gütegrad der Kühlung die Kaltlufttemperatur weitestgehend der Kühlwassertemperatur angenähert werden soll, arbeiten Luftkühler zweckmäßig im Gegenstrom nach Abb. 16. Für die Beurteilung des Kühlvorganges spielen lediglich die Lufttemperaturen und der Temperaturunterschied Kaltluft-Kaltwasser eine Rolle. Mit letzterem Wert, der „Grädigkeit" des Kühlers, wird die geforderte Kühltiefe festgelegt. Die richtige Festlegung dieses Wertes bestimmt in hohem Maße die Kühlflächengröße und damit den Preis. Wie aus Abb. 17 zu ersehen ist, bedingt z. B. eine Herabsetzung der Grädigkeit von 10 auf 5°C bereits eine Mehrfläche von rd. 43 %. Kühler unter 3°C Grädigkeit sind deshalb bisher nicht ausgeführt, da sie zu groß und zu teuer werden. Anderseits empfiehlt sich auch nicht, die Temperaturspanne Kaltwasser/Kaltluft zu groß, z. B. über 12°C, zu wählen, weil eine möglichst niedrige Kaltlufttemperatur der Maschine nur zugute kommt.

Der Einfluß der Kühlwassermenge auf die Kühlerpreise innerhalb der unter Absatz „Wasserweg" genannten Grenzen ist wesentlich geringer als der des Temperaturabfalles Kaltwasser/Kaltluft (Grädigkeit), ähnlich Abb. 18.

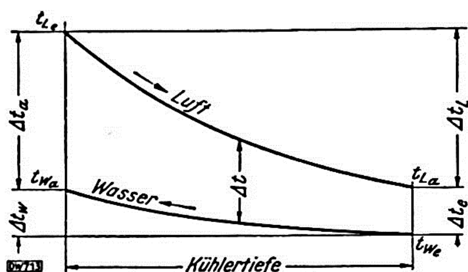


Abb. 16. Schaubild des Kühlvorganges im Luftkühler (Kühl-Diagramm) Δt_e bezeichnet die „Grädigkeit", Δt den mittl. (wirksamen) Temperaturunterschied, der logarithmisch wie folgt ermittelt wird:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_a - \Delta t_e}{\ln \frac{\Delta t_a}{\Delta t_e}}$$

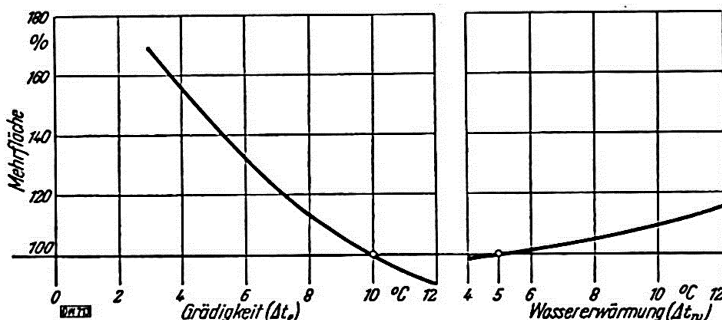


Abb. 17 und 18. Abhängigkeit der Kühlfläche von Grädigkeit und Kühlwassermenge. Die Veränderung der Kühlwassermenge ist ausgedrückt durch Temperaturerhöhung
Ausgangspunkt der Darstellung ist ein Kühler mit einer Grädigkeit von 10° C und einer Kühlwassererwärmung von 5° C

Gewährleistung

Bestimmungsgrößen. Für die Bestimmung eines Kreislaufkühlers sind in normalen Fällen folgende Werte gegeben:

1. Wärmemenge Q [kcal/h],
2. umlaufende Luftmenge [m³/h] bei einer bestimmten Temperatur und bestimmtem Druck,
3. die sich aus beiden Werten ergebende Erwärmung oder Abkühlung der Luft [°C],
4. die Kühlwassertemperatur [°C] und
5. die Kühlwassermenge [m³/h].

Je nach Temperaturlage und Wärmebedingung der Maschine kann dann gewählt werden:

6. die Temperatur der Kaltluft, und dadurch bedingt
7. der Temperaturunterschied zwischen Kaltwasser und Kaltluft.

Durch die Angaben zu 1 bis 7 ist der Kühler wärmetechnisch bereits vollkommen bestimmt, da sich rechnerisch ohne weiteres auch ermitteln lassen:

8. die Warmlufttemperatur,
9. die Warmwassertemperatur (Kühlwasseraustritt) und
10. der mittlere Temperaturunterschied Δt.

Bei der versuchsmäßigen Nachprüfung einer Garantie, welche in bezug auf die gewährleisteten Temperaturen durch das Kühlbild (Abb. 16) dargestellt ist, kommt es darauf an, daß durch richtige Einreglung der Maschine und des Kühlmittels alle Bestimmungsgrößen möglichst eingehalten werden. Der Turbogenerator soll bei der eigentlichen Abnahme voll belastet sein und sich thermisch im Beharrungszustand befinden, damit die volle Wärmemenge vom Kühler abgeführt werden muß und die Erwärmung der Kühlluft den Rechnungsunterlagen entspricht. Ferner soll die Kühlwassermenge, welche der garantiemäßigen Kühlerleistung zugrunde gelegt ist, während des Versuches beibehalten werden. Trotzdem werden die Abnahmewerte aber selten mit den Rechnungswerten übereinstimmen.

Wohl läßt sich die Kühlwassermenge meist genau regeln, da neuzeitliche Wasserversorgungsanlagen gut anzeigende Wassermesser, wie Meßdüsen oder Stauränder, zur Verfügung haben. Bei fast allen Abnahmeversuchen werden jedoch die Wärmemenge Q, die umlaufende Luftmenge und dementsprechend auch der Verlauf der Abkühlungskurve der Luft von den Berechnungs- und Garantiewerten mehr oder weniger abweichen. Es wird deshalb in den wenigsten Fällen möglich sein, die bei der Abnahme gefundenen Werte ohne besondere Umrechnung mit den gewährleisteten zu vergleichen. Die Umrechnung sollte aber im Interesse des Bestellers für jeden Betriebszustand so vereinfacht werden, daß dieser ohne besondere Hilfsmittel in der Lage ist, die Garantieprüfung selbst vorzunehmen. Die dabei zu berücksichtigenden Gesichtspunkte sollen hier in Ergänzung der bereits dargelegten theoretischen Grundlagen kurz erläutert werden.

Spezifische Wärmeleistung. Die Leistung der im Luftkühler eingebauten Kühlfläche ist durch die abzuführende Wärmemenge Q und den mittleren Temperaturabstand Δt zwischen den Luft- und Kühlwassertemperaturen bestimmt. Je größer Q und je kleiner Δt ist, desto leistungsfähiger ist der Kühler. Die Leistung ist also proportional Q und umgekehrt proportional Δt. Sie läßt sich durch den Bruch $Q/\Delta t$ zahlenmäßig ausdrücken. Dieser Wert wird als spezifische Wärmeleistung C bezeichnet[5]). Die Wärmeleistungsziffer gibt also die Anzahl Wärmeeinheiten an, die in der Stunde durch die vorhandene Kühlfläche unter der Einwirkung eines mittleren Wärmegefälles von n u r 1°C zwischen den beiden Wärmeträgern ausgetauscht wird. Die Ziffer C ist demnach in allen Fällen ein Wertigkeitsmesser für Kühlanlagen, da sie ohne weiteres einen zahlenmäßigen Vergleich

---

5) Von *G. Kleiner*, 1925, „Kühlerleistungsziffer" genannt; s. *G. Kleiner*, Rechnerische Erfassung des Ringlauf-Kühlerbetriebes bei Turbogeneratoren. ETZ Bd. 46 (1925) S. 491.

verschiedenartiger Kühler in bezug auf ihre Wärmeaustauschleistung ermöglicht.

Es liegt die Annahme nahe, daß der C-Wert auch ohne weiteres für die Nachprüfung der Gewährleistung benutzt werden könnte. Dieses ist jedoch ohne besondere Korrektur nicht möglich, wie aus folgendem hervorgeht: Aus der bekannten Formel

$$Q = F \cdot k \cdot \Delta t,$$

die für die Berechnung von Wärmeaustauschapparaten allgemein gebraucht wird, ergibt sich

$$F \cdot k = Q / \Delta t = C.$$

Hieraus ist ersichtlich, daß C nur dann konstant ist, wenn das Produkt $F \cdot k$ konstant bleibt. In diesem Produkt ist jedoch nur die Kühlfläche unveränderlich. Der k-Wert ist, wie bei den theoretischen Grundlagen schon erläutert, wesentlich von der Geschwindigkeit der Luft und des Kühlwassers abhängig. Der C-Wert würde also nur als Maßstab der Kühlergarantie verwendbar sein, wenn sich beim Abnahmeversuch die für die Berechnung angenommenen Luft- und Wassermengen ergeben würden. Wie bereits oben gesagt, wird es bei normalen Anlagen keine Schwierigkeiten bereiten, die Wassermenge auf den garantiemäßigen Sollzustand einzustellen. Die umlaufende Kühlluftmenge ist jedoch nicht regelbar und fast immer von den Rechnungswerten verschieden. Deshalb wird der C-Wert auch nur für den Garantievergleich benutzt werden können, wenn vom Kühlerlieferanten Kurven gegeben werden, die die Abhängigkeit des C-Wertes von den verschiedenen Luftmengen oder Luftgeschwindigkeiten angeben. Dieses ist leicht möglich, da sich derartige Kurven ohne weiteres aus den k-Kurven des Kühlerlieferanten durch einige Punkte festlegen lassen.

Diese Kurven geben also an, wie sich C als Garantiewert des Kühlers bei veränderlichen Wärme- und Luftmengen, jedoch bei garantiemäßiger Wassermenge, einstellt; sie müssen vom Kühlerlieferanten für jeden einzelnen Kühler besonders ermittelt werden.

Die Kühlwassertemperatur spielt für den Garantieversuch selbst keine Rolle, da als hinreichend genau gilt, daß sämtliche gewährleisteten Temperaturen bei höheren oder niedrigeren Wassertemperaturen, als der Garantie zugrunde gelegt, entsprechend steigen oder fallen. Die Kühlerabnahme kann demnach bei jeder beliebigen Kühlwassertemperatur vorgenommen werden. Hierbei ist jedoch zu beachten, daß die Versuche noch bei Wassertemperaturen stattfinden, bei denen keine Schwitzwasserbildung an der Kühlfläche auftritt, da sonst der Wärmeübergang verschlechtert wird.

Überwachung und Betriebswinke

Wegen der Abhängigkeit der Gefahrenzone für die Maschine von den Luft- bzw. Wassertemperaturen und Wassermengen des Luftkühlers empfiehlt sich für jeden Kreislaufkühler der Einbau einer Überwachungsanlage. Die Messung und Aufzeichnung der Lufttemperaturen durch Quecksilber- oder Fernthermometer wird zweckmäßig dauernd ausgeführt. Sehr zu empfehlen ist der Anschluß eines Fernthermometers für Kalt- oder

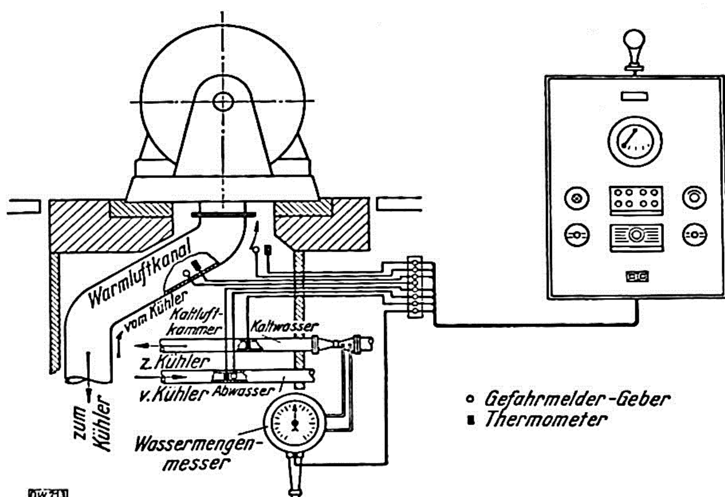


Abb. 19. Aufbau einer elektrischen Überwachungseinrichtung für Kreislaufkühler

Warmluft durch Grenzwertkontakt an eine Hupe, die dem Maschinisten den Gefahrenpunkt in der Lufttemperatur meldet. Die durch den Kühler fließende Wassermenge wird zweckmäßig ebenfalls durch eine Rückschlagklappe mit elektrischem Signal kontrolliert. Bei größeren Anlagen oder besonders gefährdeten Maschinen ist auf jeden Fall der Einbau von genaueren Meßvorrichtungen auf Anzeigetafeln zu empfehlen, bei denen auch eine genaue Wassermessung mittels Venturi-Düse und entsprechende Warnvorichtungen vorgesehen sind (Abb. 19). Bei plötzlichem Versagen des Wasserflusses und der Unmöglichkeit schneller Abhilfe sind bei Normalbelüftung die Warm- und Kaltlufträume durch Türen zum Maschinenkeller hin zu öffnen. Falls dieses nicht schnell genug möglich ist, ist die Maschine zu entlasten oder stillzusetzen. Anfänglich ist die Gefahr einer unzulässigen Erwärmung der Wicklungen bei ausbleibendem Kühlwasser durch den Wärmeübergang in das Maschinenmaterial, die Fundamente und den Kühler selbst nicht groß. Nach Versuchen an einer 16 000 kW-Maschine betrug die Temperatursteigerung der Abluft nach vollkommener Wasserabschaltung rd. 1°C/min. Im allgemeinen wird daher ein Generator keinen Schaden nehmen, auch wenn er nach Ausbleiben des Kühlwassers noch rd. 15 bis 20 Minuten vollbelastet weiter läuft.

Betriebswichtig ist eine dauernde oder regelmäßig wiederkehrende Entlüftung der Kühler in den höchsten Punkten, weil das Betriebswasser dauernd geringe Luftmengen abscheidet. Ferner empfiehlt sich halbjährlich eine Reinigung der Rohre durch Bürsten mit Rücksicht auf Ablagerungen und dadurch etwa entstehende Korrosionen. Bei jedem längeren Stillstand sollte das Rohrsystem von Luftkühlern entleert und durchlüftet werden. Steinbildung in den Kühlrohren kommt wegen der niedrigen

Abwassertemperaturen selten vor. Wenn sie aber auftritt, müssen — wie bei Kondensatoren — die Rohre, ausgebohrt oder mittels Säure behandelt werden. Kühler sollen in bestimmten Abständen durch Abpressen auf Dichtheit und Korosionserscheinungen geprüft werden. Während des eigentlichen Betriebes braucht sich die Beobachtung also nur auf die oben genannten Temperaturen und auf Schwitzwasser (gemäß Ausführungen im Abschnitt: Der Luftweg) zu beschränken.

Erfahrungen und Aussichten

Die Kreislaufkühlung hat sich in allen Fällen einwandfrei bewährt und ist dank ihrer Zuverlässigkeit zu einem wichtigen Teil der Gesamt-Kraftanlage geworden. Maschinensätze über 5000 kW werden deshalb grundsätzlich mit Kühlern ausgerüstet, wenn ausreichendes Kühlwasser vorhanden ist. Bei kleineren Maschinensätzen kann u. U. die Kostenfrage für die Aufstellung eines Kühlers eine Rolle spielen.

Luft ist wegen der niedrigen spezifischen Wärme und des für Gas in Frage kommenden hohen Gewichtes kein ideales Kühlmittel. Für die Abführung der Verlustwärme aus der Maschine sind große Luftmengen erforderlich, die durch den notwendigen Kraftaufwand des Ventilators den Wirkungsgrad der Maschine wesentlich beeinträchtigen. Die Luftkanäle im Stator und Läufer müssen mit Rücksicht auf den zu überwindenden Widerstand einen Mindestquerschnitt haben, der Bauweise und Größe der Maschine beeinflußt. Die Konstrukteure von Generatoren sind deshalb bemüht, ein leichteres und wärmetechnisch günstigeres Gas für die Kühlung zu verwenden. Diese Frage spielt vor allen Dingen für Amerika eine Rolle, wo in der letzten Zeit für große Maschinen die Drehzahl $n = 3600$ U/min üblich ist. Seit Jahren hat man dort bereits Versuche mit Wasserstoffkühlung an Maschinen gemacht, die vollständig geschlossen sind, d. h. mit Rücksicht auf Gas-Aus- oder Luft-Eintritt (Explosionsgefahr) keine durchgeführten Wellen haben (z. B. Phasenschieber).

Wasserstoff hat den großen Vorteil, daß Gewicht und Dichte gegenüber Luft außerordentlich klein sind. Dadurch verringern sich der Arbeitsaufwand des Lüfters und die Größe der Kühlkanäle zwischen den Wicklungen wesentlich. Für seine Verwendung sprechen die vollkommene Reinheit und Wasserfreiheit des Wasserstoffes und das Fehlen jeglichen Sauerstoffes. Da Wasserstoff überdies noch wesentlich günstigere Wärmeeigenschaften als Luft hat, kommt man mit kleineren Kühlern aus. Nach einem Bericht der Zeitschrift The Electric Journal Bd. 34 (1937), Juni-Heft, in dem auch nähere Angaben über Wasserstoff gemacht sind, scheint dort auch die Stopfbuchsenfrage für Wasserstoffkühlung gelöst zu sein, da Betriebsergebnisse für einen Turbo-Generator beschrieben sind. In Deutschland hat man, soweit bekannt, bisher noch keine Versuche mit Wasserstoffkühlung angestellt, vielleicht wird man bei uns mit Rücksicht auf die immer höher geschraubten Anforderungen an Größe und Leistung von Generatoren im Laufe der Zeit ebenfalls gezwungen werden, dieses Kühlmittel zu verwenden.

Schrifttum

W. Bedbur und *E. Stach*, Betriebsergebnisse mit Luftkühlern für Turbodynamos. Z. VDI Bd. 68 (1924) S. 155.

v. Graberg, Schwitzwasserbildung bei Ringlaufkühlern. Elektr.-Wirtsch. Bd. 32 (1933) S. 424.

O. Großbruchhaus, Die Einschaltung von Generator-Luftkühlern in die Wasserversorgung der Kraftwerke. Elektr.-Wirtsch. Bd. 26 (1927) S. 392.

O. Großbruchhaus, Abhängigkeit der Generator-Kühlluftmengen von den Widerständen der Kreislaufkühlanlagen. Elektr.-Wirtsch. Bd. 30 (1931) S. 576.

O. Großbruchhaus, Luftverluste und Widerstände bei Kreislaufkühlanlagen für Turbogeneratoren. Elektr.-Wirtsch. Bd. 31 (1932) S. 130.

O. Happel, Luftkühler für Turbogeneratoren. Mitt. Ver. Elektr.-Werke Bd. 21 (1922) S. 91.

O. Happel, Neue Betriebsergebnisse mit Luftkühlern für Turbogeneratoren. Mitt. Ver. Elektr.-Werke Bd. 24 (1925) S. 73.

G. Kleiner, Rechnerische Erfassung des Ringlaufkühlerbetriebes für Turbogeneratoren. ETZ Bd. 46 (1925) S. 491.

H. Kühne, Vorschläge zur genauen Festlegung und Prüfung der Leistungsgarantien von Kreislaufkühlern von Turbogeneratoren. ETZ Bd. 50 (1929) S. 1542.

C. Lynn, Ventilation of Direct-Current Machines. The Electric Journal Bd. 34 (1937) Nr. 10 S. 405.

Ringlaufkühler, Bericht des Maschinentechnischen Ausschusses der Vereinigung der Elektrizitätswerke. Elektr.-Wirtsch. Bd. 28 (1929) S. 449 u. 478.

E. Stach, Ein Beitrag zur Geschichte und Entwicklung des Kreislaufkühlverfahrens für Turbogeneratoren. ETZ Bd. 47 (1926) S. 121.

W. E. Wellmann und *H. Goerke*, Neue Leistungsgarantie für Oberflächen-Wärmeaustauscher in Kraftwerkbetrieben. Elektr.-Wirtsch. Bd. 32 (1933) S. 115.

H. Zeuner und *Boie*, Richtlinien für die Festlegung und Prüfung von Gewährleistungen an Kreislaufkühlern. Elektr.-Wirtsch. Bd. 32 (1933) S. 118.

Heißdampfkühler

Bearbeiter: Dipl.-Ing. A. Schaumann, Berlin

Anwendungsgebiete

Heißdampfkühler werden in großem Umfange in Heiz- und Kondensations-Kraftwerken angewendet, und zwar

a) zum Kühlen von druckgemindertem Frischdampf sowie von Ab- oder Entnahmedampf von Turbinen,

b) zum Regeln der Überhitzungstemperatur von Frischdampf.

Beispiele für die Art der Einschaltung in den Wärmekreislauf von Kraftwerken zeigen die Abb. 1 und 2.

Physikalische Grundlagen

Theoretisch ist die in den Kühler eintretende Wärmemenge gleich der austretenden Wärmemenge. Verluste entstehen nur durch die Unvollkommenheit der Isolierung und durch eine abfließende Überschußwassermenge.

Die eintretende Wärmemenge wird getragen von der Dampfmenge D [kg] mit dem Wärmeinhalt i_D [kcal/kg], und von der Kühlwassermenge W [kg] mit einem Wärmeinhalt von der Größe i_W [kcal/kg].

Die austretende Wärmemenge wird getragen von dem gekühlten Dampf $D + W$ mit dem Wärmeinhalt i, also:

$$D \cdot i_D + W\, i_W = (D + W)\, i.$$

Danach berechnet sich die Kühlwassermenge zu:

$$W = \frac{D\,(i_D - i)}{i - i_W}\ [\text{kg}].$$

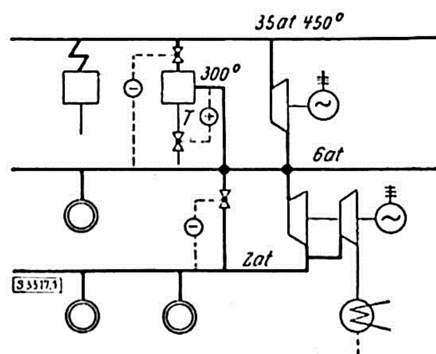


Abb. 1. Dampfkühler in einer Papierfabrik

Kühler nach Druckminderventil parallel zur Vorschaltturbine

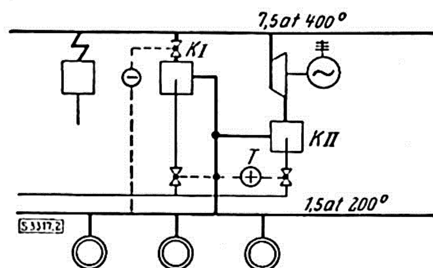


Abb. 2. Dampfkühler in einer Färberei

Kühler I neben der Gegendruckturbine, Kühler II hinter ihr zur Kühlung des Turbinenabdampfes

Gewöhnlich ist nur K I in Tätigkeit. K II wird durch Schließen von K I selbsttätig eingeschaltet, wenn der Dampfbedarf so gering wird, daß ihn die Turbine allein deckt; er tritt in Tätigkeit, wenn die Abdampftemperatur infolge niedriger Belastung zu hoch wird

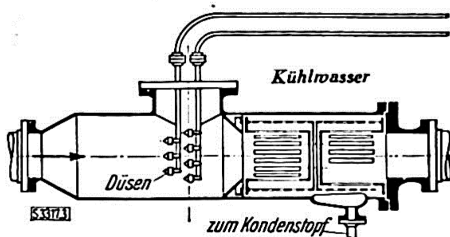


Abb. 3. Einspritzkühler

Düsen gegen den Dampfstrom gerichtet, nachgeschaltete Einbauten zur Wasserabscheidung

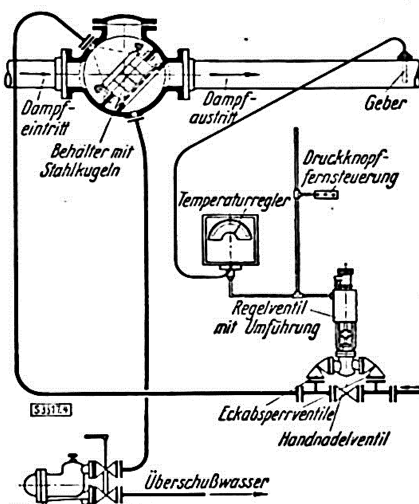


Abb. 4. Temperaturregelanlage

Düsen mit Dampfstrom auf Rieseleinbauten gerichtet

Diese Formel gilt für verlustlose Kühler, z. B. praktisch für mit Kondensat gespeiste Oberflächenkühler, bei denen das zugeführte Wasser restlos verdampft wird. Bei Speisung mit chemisch gereinigtem Wasser und bei Einspritzkühlern muß man mit einer Überschußwassermenge rechnen, welche man bei dem Bestimmen der durch die Einspritzleitung gehenden größten Wassermenge W' mit 10 % berücksichtigt, also:

$$W' = 1{,}1\ W.$$

Bauarten

Man unterscheidet zwei Hauptbauarten, nämlich Einspritzkühler und Oberflächenkühler. Dazu kommen Verbindungen dieser beiden Bauarten.

Einspritzkühler

a) Das Kühlwasser wird mittels Düsen gegen den Dampfstrom eingespritzt (Vernebelung), wozu ein gewisser Überdruck des Wassers gegen den Kühlerinnendruck notwendig ist. Meistens ist es erforderlich, daß ein Wasserabscheider in der Rohrleitung nachgeschaltet wird, um die unvermeidlichen Wassertröpfchen aus dem Dampfstrom herauszuholen (Abb. 3). Die untere Grenze einer einwandfreien Regelung ist erreicht, wenn die bei Teillast zurückgehende Wasseraustrittsgeschwindigkeit zur Zerstäubung nicht mehr ausreicht. Diese Grenze kann praktisch herabgesetzt werden, wenn man zwei oder mehrere Düsengruppen verwendet, die nacheinander betätigt werden, so daß bei geringster Last nur mehr eine Gruppe bzw. eine Düse in Tätigkeit ist. Mit zunehmender Unterteilung der Düsen wird ihr Querschnitt kleiner und die Gefahr des Zusetzens größer. Bei Kühlern mit Düsen findet man deshalb meistens ein Filter vor den Düsen.

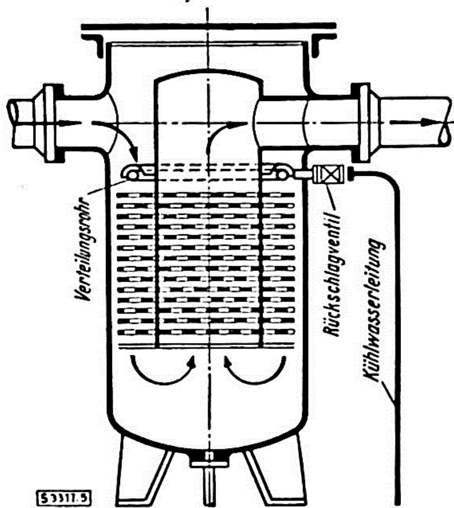


Abb. 5. Einspritzkühler mit Verteilungsring mit Löchern

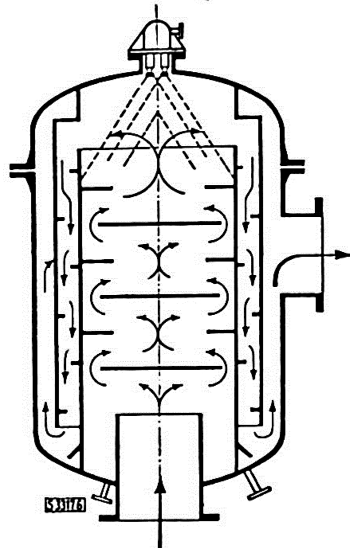


Abb. 6. Einspritzkühler mit Düsen gegen kühldampfbeheizte Platten gerichtet

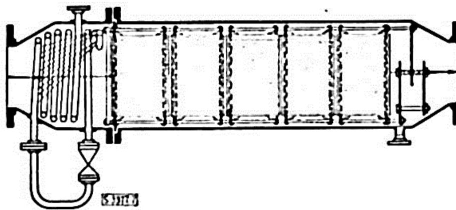


Abb. 7. Einspritzkühler mit Vorwärmschlange

Kühlwasserverteilungsrohrstück mit Löchern in Richtung gegen den Dampfstrom, nachgeschaltete Einbauten

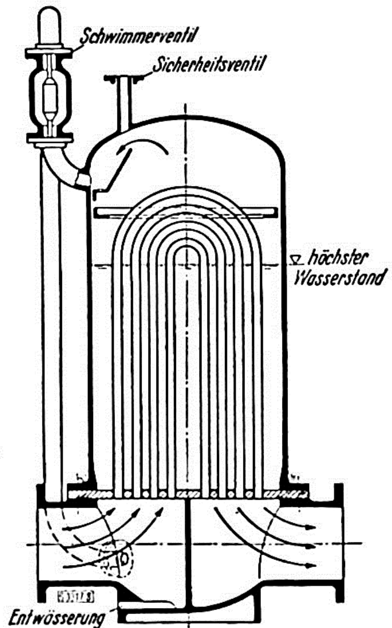


Abb. 8. Oberflächenkühler mit U-förmigen Rohren im Wasserbad

b) Das Kühlwasser wird mit dem Dampfstrom auf Körper großer Oberflächen (Raschig-Ringe, Kugeln usw.) gespritzt (Abb. 4). Bei nicht reinem Kühlwasser kann sich die Füllung allmählich zusetzen, so daß der Durchgangswiderstand unerwünscht wachsen kann.

c) Das Einspritzen des Kühlwassers (Ausgießen) erfolgt über Rieseleinbauten geeigneter Bauart, die durch ihre große Oberfläche und die Anordnung der Flächen einesteils das Berühren von Dampf und Wasser begünstigen und andernteils das Ausscheiden des nicht verdampften Wassers bewirken. Beispiele dafür sind in den Abb. 5 bis 7 gezeigt.

Oberflächenkühler

Der zu kühlende Heißdampf wird durch ein Röhrensystem z. B. nach Abb. 8 geleitet, welches außen vom Kühlwasser umgeben ist, so daß Heißdampf und verdampfendes Kühlwasser nicht in Berührung kommen. Erst der entstandene Brüden wird in den Heißdampf vor dem Eintritt in den Kühler eingeleitet, so daß im Röhrensystem eine gute Mischung stattfindet. Über dem höchsten Wasserstand ist eine Sicherheitseinrichtung anzubringen, die ein Signal betätigt oder den Wasserzufluß absperrt, wenn der Wasserstand die zulässige oberste Höhe übersteigt (Schwimmerventil).

Die Leistung des Kühlers ist von der Höhe des Wasserstandes im Kühler, d. h. von der wasserberührten Oberfläche abhängig. Der Kühler muß also durch Verändern des Wasserstandes geregelt werden. Der Kühler arbeitet wesentlich träger als ein Einspritzkühler, da einesteils der Wasserspiegel schnellen Lastschwankungen nicht folgen kann und andernteils der Wärmedurchgang verzögernd wirkt. Setzt man in die Trennwand zwischen den Räumen für Heißdampf und gekühlten Dampf eine Drehklappe, so kann mittels dieser Klappe die Temperatur schneller geregelt werden.

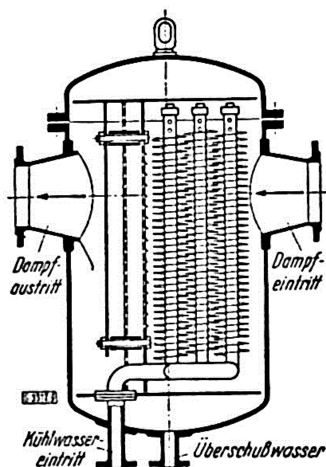


Abb. 9. Einspritzkühler mit Rohren zur Aufheizung und teilweisen Verdampfung in den Rohren, Ausstoßen von Dampfwassergemisch

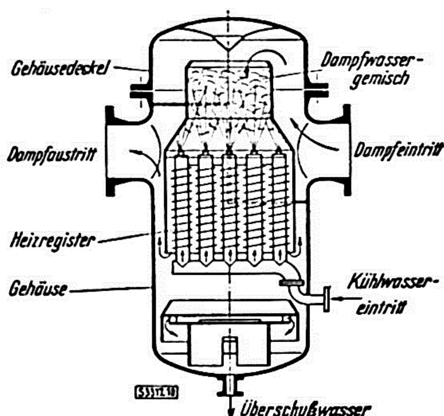


Abb. 10. Einspritzen des Dampfwassergemisches gegen den Heißdampfstrom

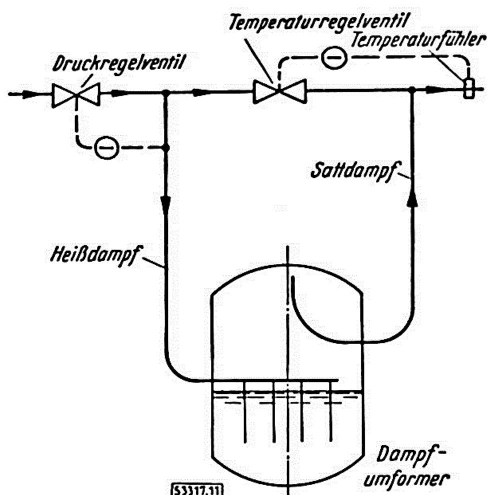


Abb. 11. Dampfumformer

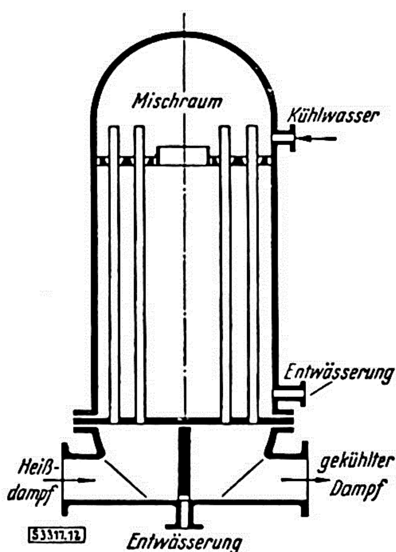


Abb. 12. Oberflächenkühler ohne Wasserinhalt

Gemischte Bauarten

Das Kühlwasser steigt von unten durch Rippenrohre in die Höhe (Abb. 9), wird in diesen auf Siedetemperatur erwärmt und zum Teil verdampft. Oben verläßt bei allen Belastungen ein Dampf-Wassergemisch die dort angebrachten Öffnungen von 2 bis 4 mm Dmr. Hinter dem Kühlsystem wird der gekühlte Dampf durch gelochte Bleche von dem möglicherweise mitgerissenen Wasser befreit.

Bei der Bauart nach Abb. 10 wird das Wasser unter Druck durch Düsen gegen den Dampfstrom eingespritzt. Bei geringer Last begünstigen die

darunterliegenden Rohrteile durch ihre Oberfläche das Verdampfen des herunterlaufenden Wassers.

Bei dem „Wasserbad-Dampfumformer“ (Abb. 11) wird der zu kühlende Dampf in zwei Ströme geteilt, von denen der eine in einer von dem Temperaturregler gesteuerten Menge durch ein Wasserbad geleitet wird, wobei er sich zu Sattdampf umformt. Mit diesem wird der Heißdampfstrom gut durchmischt. Mit dieser Kühlerbauart kann verhältnismäßig sicher reiner Dampf erzeugt werden. Das Wasserbad erfordert einen Wasserstandsregler und, entsprechend den Wassereigenschaften, eine Überwachung durch Ablaugung. Jede Belastungsänderung ist schnell einregelbar.

Der Kühler nach Abb. 12 verdampft das Wasser wie in einem Oberflächenkühler in einem vom Heißdampf getrennten Raum, vermeidet aber den nachteiligen Wasserinhalt. Dem Wasser steht auch bei Teillasten die ganze Heizfläche zur Verdampfung zur Verfügung.

Anforderungen

Je nach Verwendungszweck wird man von einer Heißdampfkühleinrichtung folgende Eigenschaften in mehr oder weniger engen Grenzen fordern:

Einhalten der gewünschten Temperatur bei jeder Last und jeder Lastschwankung, ferner in den allermeisten Fällen die Lieferung trockenen Dampfes. Insbesondere bei Einbau vor Turbinen darf der Dampf keine Feuchtigkeit mit sich führen, da sie den Schaufelwerkstoff angreift.

Ferner muß verlangt werden, daß möglichst das gesamte Kühlwasser verdampft wird. Abfließender Kühlwasserüberschuß bedeutet u. U. einen Verlust an Arbeitsvermögen durch die auf Sattdampftemperatur gebrachte Erwärmung, wenn sie durch Frischdampf erfolgt, was meist der Fall ist. Oberflächenkühler können alles Wasser verdampfen und ohne Überschußwasserverlust arbeiten, wenn man sie mit Kondensat speist.

Bei Heißdampfkühlern für druckgeminderten Dampf ist der Durchgangswiderstand ohne Bedeutung. In allen anderen Fällen, z. B. bei Verwendung zum Kühlen von Turbinenentnahme- oder -abdampf, muß ein möglichst geringer Druckabfall angstrebt werden.

Häufig muß von den Kühlern und den dazu gehörigen Regelorganen sofortige Einsatzbereitschaft gefordert werden, z. B. bei Heißdampf-Kühleranlagen, die bei Ausfall einer Turbine einzuspringen haben.

Behördliche Vorschriften

Herstellung und Betrieb von Heißdampfkühlern unterliegen behördlichen Vorschriften. Diese bestehen nicht einheitlich für das ganze Reich. Für Preußen sind sie im „Ministerial-Blatt für Wirtschaft und Arbeit“, Ausgabe A, Nr. 12 vom 12. Juli 1934 und Anlagen zu finden. Zu den dort enthaltenen „Richtlinien für Heißdampfkühler“ hat der Zentralverband der Preußischen Dampfkessel-Überwachungsvereine im August 1935 Erläuterungen herausgegeben. Es wird wegen des unterschiedlichen Gefahrengrades unterschieden zwischen:

a) Einspritzkühlern ohne Wasservorrat und

b) Oberflächenkühlern mit Wasservorrat.

Einspritzdüsen ohne besonders ausgebildete und erweiterte Rohrleitung gelten nicht als Heißdampfkühler.

Der Einbau ist anzeigepflichtig, ein Genehmigungsverfahren besteht aber nicht. Die Heißdampfkühler sind am Ort des Herstellers durch den dort zuständigen Sachverständigen einer Bauartprüfung und einem Wasserdruckversuch zu unterwerfen. Die Inbetriebnahme darf erst vorgenommen werden, wenn der für den Aufstellungsort zuständige Sachverständige bescheinigt hat, daß der Kühler den Richtlinien entspricht.

Außerdem bestehen Werkstoffvorschriften. Gußeisen — mindestens der Güteklasse Ge 22.91 (DIN 16.91) — darf nur für Kühler ohne Wasservorrat und nur bis 10 at und bis 300° des ungekühlten Dampfes verwendet werden.

Bei geschmiedeten, geschweißten und genieteten Heißdampfkühlern ist über 350° des ungekühlten Heißdampfes eine Sachverständigenbescheinigung für den Werkstoff des Gehäuses beizubringen.

Die Vorschriften über Prüfung der Bauart und Wasserdruckprobe gelten nicht für Heißdampfkühler, bei denen der Betriebsdruck nicht mehr als 0,5 at beträgt, und außerdem nicht für solche, bei denen das Produkt aus Literzahl des Druckraumes und dem Betriebsdruck in at bei Oberflächenkühlern 300, bei Einspritzkühlern 600 nicht überschreitet. Der Betriebsdruck darf dann nicht mehr als 10 at bei Oberflächenkühlern oder 16 at bei Einspritzkühlern, und der Inhalt nicht mehr als 50 l bei Oberflächenkühlern oder 100 l bei Einspritzkühlern betragen. Als Druckraum gilt bei Einspritzkühlern der Gesamtinhalt, einschl. Anschlußstutzen, bei Oberflächenkühlern der Inhalt des Wasserraumes.

Kühlwasser

Grundsätzlich empfiehlt es sich, als Kühlwasser reines Kondensat zu verwenden. Muß chemisch aufbereitetes Wasser verwendet werden, so ist zum Entfernen der festen Bestandteile dauernd eine gewisse Wassermenge mittels Kondenstöpfen abzuführen. Diese bemißt man aus Sicherheitsgründen (Versagen der Regelung) für die volle Einspritzwassermenge. Bei Heißdampfkühlern vor Turbinen soll aus Sicherheitsgründen ein zweiter Kondenstopf voller Leistung oder mindestens eine Alarmeinrichtung vorgesehen werden. — Je nach Zusatzmenge und Kühlerart werden beim Verdampfen des Wassers feste Bestandteile (Salze) ausgeschieden, die besonders bei Kühlern mit Einspritzdüsen dann in Staubform mit dem Dampf weiterströmen.

Im allgemeinen werden Kühler meist aus der Kesselspeiseleitung mit Kühlwasser versorgt. Ist der Pumpendruck zu hoch, zapft man auch die Pumpe an, um unnnötige Drosselverluste und Verschleiß der Ventilgarnituren zu vermeiden. Neben dem Regelventil findet man fast immer eine Umführung mit Handventil. Für Düsenkühler ist ein Überdruck von etwa 3 at erforderlich, während bei Einführen des Wassers ohne Düsen schon einige Meter Wassersäule über dem Kühlerdruck genügen.

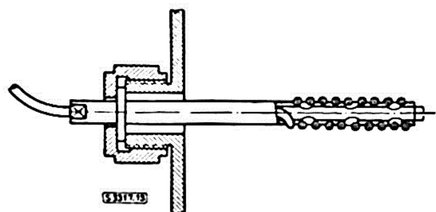


Abb. 13. Temperaturfühler

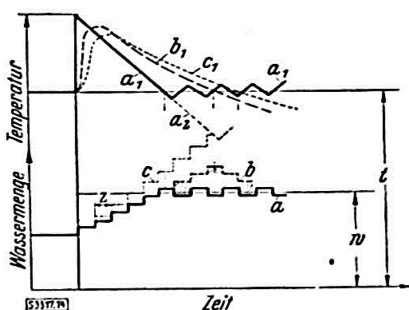


Abb. 14. Verlauf von Regelvorgängen
Schematische Darstellung

Regelung

Maßgebend für die Regelgeschwindigkeit ist einesteils die Zeit bis zum Ansprechen der Fühlstelle auf die eingetretene Veränderung, und andernteils die Zeit, die nach Beginn des Regelvorganges verstreicht, bis die veränderte Wassermenge im Kühler durch Verdampfen ihre Wirkung ausübt.

Um das unvermeidliche Nacheilen des Fühlers gegenüber der wahren Dampftemperatur möglichst gering zu halten, ist es sehr wichtig, daß er mit möglichst großer Oberfläche und möglichst kleiner Masse ausgeführt wird. Beispielsweise wird der Quecksilberbehälter von Hg-Fernthermometern als dünnes langes Rohr ausgebildet, das als Spirale auf einen runden oder flachen Stab gewickelt wird (Abb. 13).

Außerdem soll der Fühler an einer Stelle angebracht werden, die der Dampf mit möglichst großer Geschwindigkeit bestreicht und an der die Strömungsverhältnisse sicher sind. Die Kühlerbaufirmen wünschen außerdem, daß die Fühlstelle in größerem Abstand vom Kühler (möglichst 5 m) angeordnet wird, damit der Dampf Zeit hat, hinter dem Kühler noch durcheinanderzuwirbeln und etwa mitgerissenes Wasser abzuscheiden. Ein auf den Fühler kommendes Wassertröpfchen kann die Regelung für beträchtliche Zeit stören oder durch Temperaturabsenkung der Fühlstelle eine zu hohe Temperatur herbeiführen. Eine große Entfernung vom Kühler bringt natürlich eine Verzögerung in der Regelung, die aber bei den üblichen großen Dampfgeschwindigkeiten gegenüber den Verzögerungen oder Störungen durch zu große Nähe am Kühler keine Rolle spielt.

Um die Regelgeschwindigkeit zu erhöhen, soll das eingeführte Wasser möglichst sofort verdampfen, also bereits Siedetemperatur haben, und im Kühler kein Wasservorrat vorhanden sein. Feines Zerstäuben des Wassers mit großer Geschwindigkeit gegen den Dampfstrom beschleunigt die schnelle Verdampfung. Bei Düsen ist ein Oberflächeneinbau zum Unterstützen der Verdampfung und Wasserabscheidung unerläßlich, wenn man auf einigermaßen gute Regelung Wert legt.

Nach diesen Ausführungen kann man sich leicht darüber klar werden, welchen Einfluß die Trägheit des Fühlers oder des Kühlers einzeln und durch Überlagerung auf die Kühlung ausüben. In Abb. 14 ist dargestellt, wie man verfahren würde, wenn man eine durch plötzlichen größe-

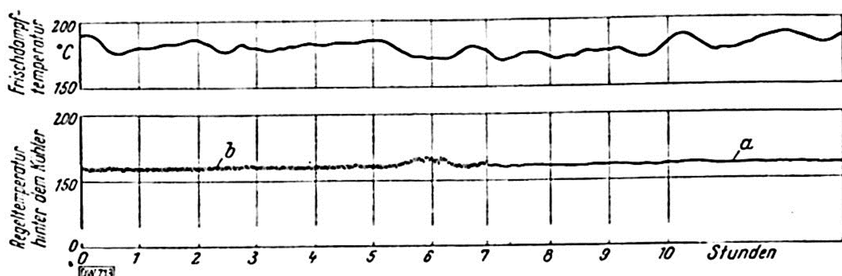


Abb. 15. Einfluß der Fühlerträgheit auf die Temperatur-Regelung
a = normal, *b* = Überreglung infolge Verwendung einer Tauchhülse

ren Dampfdurchsatz entstandene höhere Temperatur von Hand zurückregeln müßte. Man würde zweckmäßig das Wasserventil ein wenig öffnen, also etwas mehr Wasser zugeben, und darauf achten, welchen Einfluß diese Maßnahme auf die Kühlung hat, und dies so oft wiederholen, bis die geforderte Kühltemperatur erreicht ist. Der Vorgang der Wasserzufuhr würde sich also durch die Treppenlinie a darstellen, wobei z die jeweilige Zeit ist, die verstreicht, bis sich der Kühler wieder im Beharrungszustand befindet. Der zugehörige Temperaturverlauf wird durch die Linie a_1 dargestellt. Man kann sich auch einen Regler denken, der allen z Sekunden einen Anstoß zur Regelung gibt und damit den geschilderten Vorgang selbsttätig bewerkstelligt.

Setzt man voraus, daß der Fühler ohne Verzögerung augenblicklich anspricht, also nach a_1 anzeigt und regelt, so ist z die Zeit, welche der Kühler allein braucht, um wieder in Beharrungszustand zu kommen. Hat der Fühler eine Verzögerung durch Wärmeaufnahme (oder -abgabe), so daß die Temperaturanzeige und damit auch die Regelung etwa nach der Kurve b_1 verläuft, so muß die Wasserzufuhr über a hinaus weiter nach b erfolgen. Es wird also entsprechend der schraffierten Fläche zu viel Wasser eingespritzt. Die Folge ist, daß die Temperatur in Wirklichkeit nach a_2 zu weit absinkt und damit eine Überregelung stattfindet. Dies ist sehr deutlich aus Abb. 15 zu ersehen. Ohne sich der Voraussetzungen für eine möglichst schnelle Temperaturanzeige bewußt zu sein, hatte man in diesem Fall für den Fühler eine Tauchhülse angeordnet. Sie zeitigte am Temperaturschreiber eine Überregelung. Nach Entfernung der Hülse war der Temperaturverlauf sofort normal.

Arbeitet der Kühler mit Wasserüberschuß (Einspritzkühler) oder mit Verzögerung (Oberflächenkühler), so muß ihm, um die gleiche Wirkung zu erzielen, bei jedem Regelvorgang eine größere als die theoretisch erforderliche Wassermenge zugeführt werden. Die Wasserzufuhr geschieht dann nach dem Linienzug c, wobei die wirkliche Temperatur immer noch nach a_1 und a_2 und schließlich darüber hinaus absinkt, wobei das Gerät wie vorhin nach b_1 anzeigt und regelt. Es wird also dem Kühler noch mehr nicht erforderliches Wasser zugeführt; die Überregelung kann so groß werden, daß mit dem Kühler kein brauchbares Ergebnis mehr erzielt werden kann. Dies gilt insbesondere für Oberflächenkühler, bei denen das ein-

geführte Wasser gänzlich verdampft werden muß, während bei Einspritzkühlern der Überschuß zum Teil ablaufen kann.

Hat ein Kühler Oberflächeneinbauten mit größerer Masse, so wird diese bei Regelung auf gleichbleibende Temperatur ausgleichend wirken. Sie wirkt aber im selben Sinne verzögernd wie eine Verzögerung im Fühler. Beispielsweise wird bei Temperaturerhöhung die Anzeige und damit die Regelung etwa nach der noch flacheren Linie c_1 vor sich gehen; durch Wärmeaufnahme der Einbauten wird z. B. bei Temperatursteigerung die höchste Temperaturspitze verschwinden, die Schlußregelung aber durch Wärmeabgabe verzögert. Schwere Einbauten begünstigen ein Überregeln.

Durch Wahl eines geeigneten Reglers mit Rückführung und bei richtigem Einstellen kann auch bei trägen Oberflächenkühlern ein Überregeln vermieden werden. Bei Einspritzkühlern kann durch Vermindern der schädlichen Massen eine sehr gute Regelung erzielt werden.

Betriebserfahrungen

In einer Anlage war durch einen an und für sich unbedeutenden Mangel am Kühlereinbau und durch zu großen Sitz des Wasserregelventiles der Regler nicht imstande, auf gleichbleibende Temperatur einzuregeln. Das Fernthermometer zeigte bei 300° eingestellter Temperatur innerhalb einer Zeitspanne von wenigen Sekunden bis zu einer Minute Schwankungen von ± 50° und mehr, je nach Einstellen des Reglers. Ein nachgeschaltetes Quecksilberthermometer gewöhnlicher Bauart und Einbauweise ließ von diesen Schwankungen nur wenig erkennen. (Man sieht daraus, daß träge Temperatur-Meßgeräte kein Bild von der Arbeitsweise der Regelung geben können. Auch Schreibgeräte unterdrücken oft die Spitzen großer und schneller Schwankungen.)

Durch eine kleine Änderung am Kühlereinbau und Austausch des zu großen Ventilsitzes durch einen solchen, der für die Verhältnisse genau berechnet wurde, konnte erreicht werden, daß auch bei größeren Durchsatzschwankungen das Fernthermometer schließlich nur noch 300° ± 2° innerhalb einer Zeit von rd. 10 s aufwies. Eine solche Regelung dürfte die günstigte sein, die man verlangen kann; ihre Genauigkeit genügt den größten Anforderungen; denn wenn ein empfindliches Thermometer keine größeren Ausschläge aufweist, werden an den nachfolgenden Teilen — Rohrleitungen, Apparate oder Maschinen — zufolge ihrer großen Massen kaum mehr Temperaturschwankungen festzustellen sein.

Von ganz besonderer Schädlichkeit sind Wassermengen, die auf den Einbauten der Kühler irgendwie verteilt ruhen, da sie bei Geschwindigkeitssteigerung oder Druckabfall ausdampfen. Es konnten eine Anzahl Kühler verschiedener Bauart beobachtet werden, bei denen bei größerer Dampfdurchsatzsteigerung an Stelle einer zu erwartenden Temperatursteigerung kurzzeitig ein sehr starker Temperaturabfall eintrat, der die Regelung auf längere Zeit empfindlich störte.

Die oben erwähnte Änderung des Einbaues war zur möglichst weitgehenden Verminderung des schädlichen Wasserinhalts durchgeführt worden und hat neben der großen Empfindlichkeit des Gebergeräts und der Güte des Reglers zu dem geschilderten Erfolg beigetragen.

Sachwortverzeichnis

Triasdruck GmbH, Berlin SW 68

In zweiter, neu bearbeiteter Auflage:

Eignung von Speisewasseraufbereitungsanlagen im Dampfkesselbetrieb

Herausgegeben von der Arbeitsgemeinschaft Deutscher Kraft- und Wärmeingenieure (ADK) des VDI. DIN A 5, rd. 100 Seiten mit 140 Abbildungen und Zahlentafeln. 1938.

Dem Maschineningenieur macht die Behandlung von Speisewasserfragen oftmals Schwierigkeiten, weil er im allgemeinen den dabei zu erörternden chemischen Zusammenhängen fernsteht. Da aber die Kenntnis neuzeitlicher Speisewasseraufbereitungsverfahren und -notwendigkeiten als eine grundlegende Voraussetzung für die Arbeit des im Kessel- oder Kraftwerkbetrieb tätigen Ingenieurs gefordert werden muß, versucht die Schrift zunächst, ihm in seiner Sprache das Verständnis der chemischen Zusammenhänge zu erschließen. Darüber hinaus berücksichtigt das Buch die Tatsache, daß der praktische Erfahrungsaustausch in sehr hohem Maße zur Förderung der Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit unserer Kraft- und Wärmeanlagen beiträgt, hilft er doch Fehler vermeiden und Schwächen und Ärgernisse im Betrieb ersparen. Deshalb behandelt das Buch die Speisewasseraufbereitungsanlagen im Dampfkesselbetrieb unter Berücksichtigung der neuesten Betriebserfahrungen und vermittelt die wesentlichsten Unterlagen für Planung, Bemessung und Betrieb solcher Anlagen.

Aus dem Inhalt:

Grundlagen der Speisewasseraufbereitung · Verdampfer für Zusatzspeisewasser · Abdampfumformer · Chemische Enthärtungsanlagen · Entgasen von Speisewasser · Versalzung bei Kesseln und Turbinen.

Bestellungen nehmen alle Buchhandlungen entgegen!



VDI-VERLAG GMBH BERLIN